

**Ein Beitrag zur Steuerung und Regelung des hydraulisch
angetriebenen Schwerlastroboters ALDURO**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,
Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Universität Duisburg-Essen
zur Erlangung des Akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

vorgelegte Dissertation

von

Abdulghani Albadawi

aus

Aleppo / Syrien

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm

Koreferent: Prof. Dr.-Ing. Rudolf Tracht

Tag der mündlichen Prüfung: 15.05.2010

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist während meines Aufenthalts als Stipendiat der Syrischen Regierung sowie als Stipendiat der Universität Duisburg-Essen bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm am Lehrstuhl für Mechatronik der Universität Duisburg-Essen entstanden.

Mein Dank gilt an erster Stelle Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm, Leiter des Lehrstuhls für Mechatronik der Universität Duisburg-Essen, für die Anregungen zu der vorliegenden Arbeit, seine wertvollen Ratschläge und seine vielfältige Unterstützung. Ein weiterer aufrichtiger Dank ist an Herrn Prof. Dr.-Ing. Rudolf Tracht am Lehrstuhl für Automatisierungstechnik der Universität Duisburg-Essen gerichtet, für die sorgfältige und prompte Durchsicht meiner Arbeit und die Übernahmen des Korreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing.— danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ebenso danke ich allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Lehrstuhls für Mechatronik für das sehr angenehme Arbeitsklima, die offene Atmosphäre und das Korrekturlesen der Dissertation.

Ich möchte an dieser Stelle auch einen herzlichen Dank an meinen Vater richten, der meine Arbeit stets unterstützt hat. Schließlich möchte ich mich ganz besonders bei meiner Frau und unseren Kinder bedanken, ohne deren Verständnis, Geduld und tatkräftige Unterstützung diese Arbeit nicht zustande gekommen wäre.

Duisburg, im Juni 2010

Abdulghani Albadawi

für

Misoun

Tasnim, Mohammed Wahid, Abdulhamid

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 1.1 | Motivation | 1 |
| 1.2 | Zielsetzungen | 2 |
| 1.3 | Literaturübersicht | 3 |
| 1.4 | Gliederung | 7 |
| 2 | Übersicht über den Laufroboter ALDURO | 9 |
| 2.1 | Laufroboter im Überblick | 9 |
| 2.2 | Der Laufroboter ALDURO | 12 |
| 2.3 | Architektur des Controllers | 15 |
| 3 | Modellbildung des Laufroboters ALDURO | 19 |
| 3.1 | Kinematik des ALDURO-Beines | 19 |
| 3.1.1 | Relativkinematik | 22 |
| 3.1.2 | Absolute Kinematik | 35 |
| 3.2 | Dynamik des ALDURO-Beines | 36 |
| 3.3 | Realisierung des Beinmodells in MODELICA/DYMOLA | 37 |
| 4 | Physikalische und mathematische Modellbildung des hydraulischen Servo- | 41 |
| | systems | |
| 4.1 | Physikalische Eigenschaften von Flüssigkeiten | 42 |
| 4.1.1 | Viskosität | 42 |
| 4.1.2 | Dichte und Kompressionsmodul | 43 |
| 4.1.3 | Druckaufbau- und Bewegungsgleichung von Fluiden | 45 |
| 4.2 | Mathematische Modellbildung des hydraulischen Servosystems | 47 |
| 4.2.1 | Pumpe | 49 |
| 4.2.2 | Druckbegrenzungsventil | 50 |
| 4.2.3 | Servoventil | 50 |
| 4.2.4 | Linearmotor | 54 |
| 4.3 | Nichtlineare Zustandsgleichungen des hydraulischen Servosystems | 57 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 4.4 | Simulationsergebnisse für das hydraulische Servosystem am Beinprüfstand | 58 |
| 5 | Proportional-Integral-Beobachter | 61 |
| 5.1 | Auslegung eines Zustandsbeobachters | 61 |
| 5.2 | Entwurf des PI-Beobachters | 63 |
| 5.2.1 | Systeme ohne Modellbildungsfehler und Messungenauigkeit | 64 |
| 5.2.2 | Systeme mit Modellbildungsfehlern und Messungenauigkeiten | 68 |
| 5.3 | Anwendung des PI-Beobachters für das hydraulische Servosystem | 69 |
| 5.4 | Experimentelle Validierung | 71 |
| 6 | Regelungskonzepte für den Laufroboter ALDURO | 77 |
| 6.1 | Aufbaustruktur der Geschwindigkeitsregelung | 79 |
| 6.2 | Klassische Geschwindigkeitsregelung | 80 |
| 6.3 | Fuzzy-basierte Geschwindigkeitsregelung | 83 |
| 6.3.1 | Grundentwurf eines Fuzzy-Reglers für ein hydraulisches Servosystem | 86 |
| 6.3.2 | Validierung des angelegten Fuzzy-Geschwindigkeitsreglers | 90 |
| 6.4 | Adaptive Regelung mittels Fuzzy-Logik | 92 |
| 6.4.1 | Fuzzy-adaptierter PI-Regler eines hydraulischen Servosystems | 93 |
| 6.4.2 | Experimentelle Ergebnisse am Beinprüfstand | 98 |
| 7 | Zur Berechnung des geforderten Pumpenvolumenstroms | 103 |
| 7.1 | Bewegungsplanung | 104 |
| 7.1.1 | Statische Stabilität | 104 |
| 7.1.2 | Eingesetztes periodisches Gangmuster | 105 |
| 7.1.3 | Bewegungsplanung | 106 |
| 7.2 | Bodenmodell als Stoßmodell | 107 |
| 7.3 | Ermittlung der Zylinderkräfte | 109 |
| 7.4 | Realisierung des ALDURO-Modells in Modelica/Dymola | 110 |
| 7.5 | Hydraulisches Versorgungssystem des ALDURO | 111 |
| 7.6 | Simulationsergebnisse | 114 |
| 8 | Zusammenfassung | 121 |
| A | Technische Daten der hydraulischen Komponenten | 125 |
| A.1 | Differentialzylinder | 125 |
| A.2 | Servoventile | 126 |
| A.3 | Hydraulikpumpe | 126 |
| A.4 | Hydrauliköl | 127 |

| | | |
|----------|--|------------|
| B | Kurzeinführung in die Fuzzy-Logik | 129 |
| B.1 | Unscharfe Mengen | 129 |
| B.2 | Fuzzy-System | 131 |
| B.2.1 | Fuzzifizierung | 131 |
| B.2.2 | Inferenz | 132 |
| B.2.3 | Defuzzifizierung | 133 |
| | Literaturverzeichnis | 135 |

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

| Symbol | Beschreibung |
|---------------------------|--|
| a | Abstand von Gelenk S_1 zum Gelenk S_4 |
| \mathbf{A} | Systemmatrix $\in \mathbb{R}^{n \times n}$ |
| A_p | Fläche der Leitung, Kolbenfläche des Zylinders |
| \bar{a}_i | Ableitung der Jacobi-Matrix \mathbf{J}_{T_i} |
| b | Abstand von Gelenk S_1 zum Gelenk S_3 |
| B | Druckflussbeiwert |
| \mathbf{B} | Eingangsmatrix $\in \mathbb{R}^{n \times p}$ |
| c | Abstand von Gelenk S_1 zum Gelenk S_6 |
| c_f | Federkonstante |
| \mathbf{C} | Ausgangsmatrix $\in \mathbb{R}^{m \times n}$ |
| c_{v_1}, \dots, c_{v_4} | Durchflusskoeffizienten |
| C_d | Abflusskoeffizient |
| C_H | hydraulische Kapazität |
| C_s | statischer Reibungskoeffizient |
| d_1, \dots, d_4 | Abstände von den Gelenken S_2, U_1, U_2 zum Gelenk S_1 |
| d_i | Werte der Kippachsen |
| D_v | Dämpfungsfaktor |
| e | Länge des Oberschenkels |
| e_1 | Länge des Umlenkhebels |
| e_2 | Länge der Druckstange |
| e_3 | Abstand von Gelenk R_2 zum Gelenk R_3 |
| E | Kompressionsmodul des Hydrauliköls |
| E_p | Kompressionsmodul der Starrleitung |
| E_{isen} | isotropischer Kompressionsmodul des Öls ohne Luft |
| \dot{E}_p | effektiver Kompressionsmodul des Öls ohne Luft |
| f | Anzahl der Freiheitsgrade des Roboters |

| Symbol | Beschreibung |
|---|--|
| f^A | Anzahl der Freiheitsgrade des Roboters in der Standphase |
| f^B | Anzahl der Freiheitsgrade des Roboters in der Laufphase |
| f_{hs} | Ventil-Hysterese |
| \mathbf{F}^e | eingeprägte Kräfte in der Bewegungsgleichung |
| $F_c(\dot{x}_p)$ | Coulombsche Reibung |
| F_{c0} | Coulombscher Reibungskoeffizient |
| F_{ext} | auf den Zylinder wirkende externe Kraft |
| $F_s(\dot{x}_p)$ | statische Reibung |
| F_{c0} | coulombscher Reibungskoeffizient, |
| $F_f(v)$ | Reibkraft als Funktion der Geschwindigkeit v |
| F_{s0} | statischer Reibungskoeffizient |
| \mathbf{F}_t | wirkende Tangentialkraft auf den Fuß |
| \mathbf{F}_r | quasistatische Reibkräfte des Fußes |
| $\mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ | Vektor der verallgemeinerten Kreisel- und Zentrifukalkräfte |
| h | Abstand von Gelenk R_4 zum Gelenk R_3 , maximale Schritthöhe des Beins |
| i_v^* | normierter Strom des Steuermotors |
| $\mathbf{J}_{T_i}, \mathbf{J}_{R_i}$ | translatorische und rotatorische Jacobi-Matrizen des Körpers |
| K_1, \dots, K_{16} | proportionale Skalierungsfaktoren |
| $K_{TM} = \frac{x_{pp}}{i}$ | Verstärkungsfaktor |
| L | Induktivität des Steuermotors |
| $\mathbf{L}_p, \mathbf{L}_I, \mathbf{L}_{PI}$ | Rückführungsmatrizen des PI-Beobachters |
| L_{P1}, \dots, L_{P6} | Faktoren der Rückführungsmatrix |
| $m(t)$ | Masse des Fluids, bewegte Masse im Zylinder |
| m_p | Kolbenmasse des Zylinders |
| $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ | Massenmatrix $\in \mathbb{R}^{f \times f}$ |
| n | Antriebsdrehzahl des Antriebsmotors |
| n_B | Anzahl der Körper |
| n_G | Anzahl der Gelenke |
| n_L | Anzahl der kinematischen Schleifen |
| \mathbf{n} | Störgrößenvektor (unbekannter Eingangsvektor) |
| $\hat{\mathbf{n}}$ | geschätzter unbekannter Eingangsvektor |
| p_0 | Versorgungsdruck der Pumpe |
| p_1, p_2 | Drucke in den Querschnitten A_1 und A_2 oder vor und hinter dem Druckbegrenzungsventil |
| p_{at} | atmosphärischer Druck, Versorgungsdruck |

| Symbol | Beschreibung |
|---|--|
| p_A, p_B | Drucke in den Kammern A und B |
| $p_L, p_{L,N}$ | Druckabfall und Nennendruckabfall am Ventil |
| p_{max} | einstellbarer Maximaldruck |
| p_T | Druck im Tank |
| p_1, \dots, p_4 | Zylinderlängen |
| P_h | hydraulische Antriebsleistung der Pumpe |
| P_m | mechanische Antriebsleistung des Motors |
| \mathbf{p}_f | Vektor der Fußposition |
| $\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$ | verallgemeinerte Koordinaten und ihre Ableitungen |
| \mathbf{Q} | symmetrische und positiv definite Gewichtungsmatrix für die quadratischen Abweichungen vom gewünschten Systemzustand |
| Q_A, Q_B | Volumenströme in Kammern A und B |
| Q_D | Volumenstrom, der durch das Druckbegrenzungsventil abfließt |
| Q_{Li} | innerer Leckölstrom |
| Q_{LeA} | äußerer Leckölstrom von Kammer A |
| Q_{LeB} | äußerer Leckölstrom von Kammer B |
| Q_N | Nennendurchfluss durch das Ventil |
| Q_p | Ölförderstrom der Versorgungspumpe |
| Q_v | Summe der Volumenströme des angeschlossenen Verbrauchers |
| $\tilde{\mathbf{Q}}_\beta$ | Schnittkräfte |
| \mathbf{r}_i | Positionsvektor des Schwingbeis |
| \mathbf{r}_{FBG} | Positionen der virtuellen Gelenke |
| R | ohmscher Widerstand des Motors |
| \mathbf{R} | positiv definite Gewichtungsmatrix der Stellamplituden |
| S_L | Längenstabilität |
| T | Zyklusdauer |
| T_1, \dots, T_{16} | integrale Skalierungsfaktoren |
| T_h | hydraulisches Antriebsdrehmoment der Pumpe |
| $T_{Schwing}$ | Schwingzeit des Beines |
| u | Sevoventilspannung oder -strom |
| V_0 | Ölvolumen der Pumpe und der Rohrleitung zwischen Pumpe und Sevoventil |
| V_g | geometrisches Fördervolumen der Pumpe |
| V_{G_0} | Volumen des Luft-Öl-Gemisches bei atmosphärischem Druck |
| V_{L_0} | Volumen des Öls bei atmosphärischem Druck |
| $V_{po,A,B}$ | Fluidvolumen in den Leitungen an den Anschlüssen A und B |

| Symbol | Beschreibung |
|------------------------------------|--|
| x_0 | Anfangsposition des Kolbens |
| x_{ab} | Position des Ablösepunkts in der X-Achse |
| x_p, \dot{x}_p | Kolbenposition und -geschwindigkeit |
| $\mathbf{x}(t)$ | Zustandsvektor des Systems |
| $\hat{\mathbf{x}}(t)$ | beobachteter Zustandsvektor |
| $x_v^*, \dot{x}_v^*, \ddot{x}_v^*$ | normierte Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Ventilkolbens |
| y_{ab} | Position der Ablösepunkt in Y-Achse |

Griechische Buchstaben

| Symbol | Beschreibung |
|---|---|
| $\alpha = \frac{A_B}{A_A}$ | Verhältnis der Kolbenflächen |
| $\bar{\alpha}_i$ | Ableitung der Jacobi-Matrix \mathbf{J}_{R_i} |
| $\boldsymbol{\beta}, \dot{\boldsymbol{\beta}}, \ddot{\boldsymbol{\beta}}$ | Vektor der Gelenkvariablen und Ableitungen |
| $\delta(t)$ | Messungenauigkeitsmatrix |
| β_k | Winkel zwischen dem Ober- und Unterschenkel |
| φ_{FBG} | Rotation der virtuellen Gelenke |
| $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ | Winkel des Hüftgelenks S_1 |
| $\theta_4, \theta_5, \theta_6$ | Winkel des Gelenks S_2 |
| $\boldsymbol{\Theta}_{S_i}$ | Trägheitstensor bezogen auf den Schwerpunkt des Körpers |
| η | dynamische Viskosität |
| η_0 | dynamische Viskosität bei atmosphärischem Druck p_0 |
| $\eta_{mecha-hyd}$ | mechanisch-hydraulischer Wirkungsgrad |
| η_t | Gesamtwirkungsgrad |
| η_v | volumetrischer Wirkungsgrad |
| κ | isentropischer Exponent |
| μ | kinematische Viskosität |
| ρ | Fluiddichte |
| $\boldsymbol{\tau}^e$ | Vektor der Trägheitsmomente |
| τ | Viskosität des Hydrauliköls |
| ω_v | Eigenfrequenz des Ventils |

Indizierung

| Symbol | Beschreibung |
|---------------|---|
| EKF | erweiterter Kalman-Filter |
| G | Fuzzy-Menge linguistischer Variable: Zylinderposition groß |
| GP | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Geschwindigkeitsfehler, unbekannte Kraft und normierte Ventilspannung groß positiv |
| GN | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Geschwindigkeitsfehler, unbekannte Kraft und normierte Ventilspannung groß negativ |
| H_{∞} | High-Gain-Norm |
| K | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Zylinderposition klein |
| KN | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Geschwindigkeitsfehler, unbekannte Kraft und normierte Ventilspannung klein negativ |
| KP | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Geschwindigkeitsfehler, unbekannte Kraft und Normierte Ventilspannung klein positiv |
| LQR | Quadratic Optimal Regulator |
| M | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Zylinderposition, Lastdruck middle |
| N | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Geschwindigkeitsfehler, unbekannte Kraft, normierte Ventilspannung und lastdruck negativ, niedrig |
| NH | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Lastdruck negativ hoch |
| P | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Geschwindigkeitsfehler, unbekannte Kraft und normierte Ventilspannung positiv |
| PH | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Lastdruck positiv hoch |
| PI-Beobachter | Proportional-Integral-Beobachter |
| Sk | Fuzzy-Menge linguistische Variable: Zylinderposition sehr klein |
| SMB | Sliding-Mode-Beobachter |
| UKF | Unscented-Kalman-Filter |

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Tatsache, dass die Hälfte der Landoberfläche der Erde nur zu Fuß erreicht werden kann und dazu bereifte Fahrzeuge ihre Effizienz im unwegsamen Gelände verlieren, war den Beweggrund zur Entwicklung von möglichst autonom operierenden mobilen Robotern als Ersatzlösung. Ausgehend von der kinematischen Struktur eines Schreitbaggers wurde ein Projekt für die Machbarkeitsuntersuchung des Aufbaus des rechnergesteuerten vierbeinigen Schwerlastlaufroboters ALDURO mit vier Freiheitsgraden je Bein durchgeführt. Das Hauptziel war der Aufbau eines mechatronischen Schwerlastroboters, der schwere unstrukturierte Gelände mit hoher Flexibilität begehen kann und den Bediener von der Ansteuerung der Aktoren entlastet. Dieser Roboter läuft quasistatisch. Für quasistatisches Laufen benötigt der Roboter mindestens vier Beine. Aufgrund der hohen aufzubringenden Kräfte kommen bei derartigen Schwerlastrobotern vorzugsweise hydraulische Antriebsysteme zum Einsatz. Die Roboter stellen typische Beispiele für mechatronische Systeme dar. Heutzutage werden mechatronische Systeme während ihrer Entwicklungsphase mit Hilfe von *Simulationsprogrammen* analysiert. Die Genauigkeit der Analyse beruht dabei auf der exakten mathematischen Beschreibung der Systemdynamik. Hierfür müssen die Dynamik der Komponenten und deren gegenseitige Wechselwirkungen möglichst genau beschrieben werden. Beispielsweise müssen zum Aufbau eines exakten, dynamischen Modells des ALDURO die Dynamik aller hydraulischen Teile, die Reibkräfte zwischen Kolben und Zylinderwände sowie zwischen mechanischen Teilen berücksichtigt werden. Die dynamische Interaktion der mechanischen und hydraulischen Komponenten bei Konstantdruck der Pumpe, die Dynamik der Umgebung, und der mit dem Fluidsystem verkoppelten Zentralkörper (beschrieben durch ein Mehrkörpersystem) beruhen auf der exakten Beschreibung der Systemdynamik. Die große Masse des ALDURO ebenfalls der Einfluss der vom Zylinder erzeugten Kräfte, die auf die anderen Antriebskolben als Störkraft wirken, erhöht die Belastung des Hydrauliksystems. Die Last auf das Antriebssystem wird somit nach der exakten Beschreibung der Systemdynamik mit Hilfe von *Simulationsprogrammen* untersucht.

Für eine bessere Regelgüte sollen alle Systemzustände zu jedem Zeitpunkt zur Verfügung stehen. In der Praxis sind jedoch nur einige Zustände oder unmittelbare Größe der Zustände in den meisten Systemen vorhanden. Zudem ist es aufwendig und teuer, viele Sensoren für eine Maschine einzusetzen. Andererseits wird das Regelverhalten der Hydraulikantriebe von ALDURO verbessert, wenn sowohl alle Zustände des Hydrauliksystems wie z. B. die Drucke, Kolbenzylinderpositionen und -geschwindigkeiten, Ventilpositionen und -geschwindigkeit sowie die auf den Zylinder wirkenden Kräfte, bekannt sind. Anhand der mathematischen Beschreibung der Systemdynamik können die Systemzustände und die unbekannten Eingänge des Systems durch einen Beobachter geschätzt werden. Dieser Beobachter wird als modellbasierter Beobachter bezeichnet.

Der Steuerungs- und der Regelungsaufwand einer Laufmaschine (genannt als MIMO-System) hängt davon ab, bis zu welchem Mass diese nichtlineare Verhalten aufweist. Daher weist die Regelung solcher Systeme mit Hilfe der linearen Regelungstechnik selten eine ausreichende Regelgüte auf. Der Rechenaufwand des modellbasierten Verfahrens eines nichtlinearen Systems kann heutzutage durch hohe Rechenleistung von Computer erbracht werden. Jedoch hängt die Regelgüte von der Genauigkeit des mathematischen Modells der Systemdynamik ab. Die Regelungskonzepte für ALDURO, die von Müller [68] sowie von Germann [25] entwickelt wurden, basierten auf der inversen Dynamik (genaue Ein-/Ausgangslinearisierung). Die nichtlinearen zeitvarianten Systemparameter, wie z. B. der Kompressionsmodul des Hydrauliköls, die Reibkräfte, die Dynamik der Umgebung und die Interaktionskräfte auf die Aktoren im Modell wurden in diesen beiden Arbeiten nicht berücksichtigt.

Die zeitliche Änderung der Systemdynamik wirkt sich allerdings stark auf das Verhalten des geschlossenen Regelkreises aus. Deshalb kann ein zufriedenstellendes Systemverhalten nur mit einer Anpassung der Reglerparameter zu jedem Zeitpunkt erzielt werden. Die Regelung kann daher gegenüber der Nichtlinearität, der Modellungenauigkeit und der anderen Unsicherheiten robuster sein und die Regelgüte innerhalb eines großen Arbeitsbereiches sichern.

1.2 Zielsetzungen

Die vorliegende Arbeit verfolgt zwei Ziele:

- Der erste Teil ist die Verbesserung der Regelgüte der Systemdynamik für das Antriebsystem des Laufroboters ALDURO gewidmet. Dabei wird das Ziel verfolgt, die Auslegung und Untersuchung der auf Fuzzy-Logik basierenden Regelungskonzepte

für die Regelung der Geschwindigkeit so zu gestalten, dass die Reglerparameter an jedem Arbeitspunkt nachgestellt werden. Bei der Rückführungsregelung müssen alle Zustände des Systems für jeden Zeitpunkt zur Verfügung stehen. Aufgrund der hohen Kosten ist der Einsatz von Sensorik zu vermeiden. Zu diesem Zweck wird in dieser Arbeit ein PI-Beobachter eingesetzt. Der modellbasierte PI-Beobachter ist robuster gegen Nichtlinearitäten, Modelbildungsfehler und Messungenauigkeit.

- Der zweite Teil dieser Arbeit widmet sich der Untersuchung der Belastung der verwendeten Hydraulikpumpe bei der Bewegung des Roboters mit vorgegebenem Gangmuster. Daher werden die mechanischen und hydraulischen Arbeitskomponenten des Laufroboters ALDURO mit Hilfe der Simulationswerkzeuge MATLAB/SIMULINK und MODELICA/DYMOLA¹ Werkzeuge nachgebildet. Des Weiteren wird ein periodisches Gangmuster für den Einsatz in einer Simulationsumgebung entwickelt. Anschließend kann der geforderte Pumpenvolumenstrom für ein derartiges Gangmuster bei Variation der Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters analysiert werden. Hierbei wird insbesondere eine maximale Verfahrensgeschwindigkeit angestrebt.

1.3 Literaturübersicht

Der erste manuell gesteuerte vierbeinige Laufroboter wurde von *General Electric* durch Mosher 1969 mit jeweils drei Freiheitsgraden pro Bein entwickelt. Jeder Freiheitsgrad entspricht einem Hydraulikzylinder. Die Steuerung dieser Maschine führte jedoch zu einer Überforderung des Bedieners. Der Ansatz von McGhee [64] sah vor, dass die Maschinen wie die GE-Quadruped Laufmaschine mit dem Impulstakt von Rechner oder einer elektronischen Logik geregelt werden soll. Die daraus hervorgegangene vierbeinige Laufmaschine *Phoney Pony* mit zwei Freiheitsgraden pro Bein von McGhee und Frank war eine Revolution in der Entwicklung der rechnergesteuerten Laufroboter [113], [64]. In [6] wurden ein vorberechnetes (offline) Gangmuster sowie ein zur Bewegung im Schreitmodus und zur Vermeidung von Hindernissen online berechnetes Gangmuster für Automatisierung der vierbeinigen Laufmaschine erzeugt. In der Arbeit von Adachi et al. [1] wurde ein hybrider Fortbewegungsalgorithmus für einen mit den aktiven und passiven Rädern hybriden Roboter vorgestellt. Der Schreitbagger-*RoboTRAC* mit den reinen vorderen Beinen (ohne Stützräder) für Fortbewegung wurde von Werder [111] patentiert. Um die Beweglichkeit des *RoboTRAC* durch die Verbesserung seiner Kinetik zu erhöhen und um die Bewegung zu automatisieren, wurde eine Studie sowohl

¹Dynamic Modelling Laboratory (Dynamis AB)

von Schweitzer und Werder [90] als auch von Hiller et al. [31] begonnen. Diese Studie ist die Basis für den in dieser Arbeit untersuchten Roboter ALDURO.

Zur Auslegung der Steuerung und Regelung von Laufmaschinen werden ihre räumlichen Bewegungen durch komplexe Mehrkörpersysteme (MKS) analysiert. Ein Überblick über die mathematische Beschreibung der Kinematik und der Dynamik von MKS ist in der Literatur zahlreich, wie z. B. in [114], [95], [86] und [29], zu finden. In dieser Arbeit wird der Laufroboter ALDURO durch ein gewöhnliches Mehrkörpersystem modelliert und die Bewegungsgleichungen in Minimalkoordinaten erstellt. Die Methode des *charakteristischen Gelenkpaars* von Woernle [115] wird zur Lösung der expliziten oder impliziten Bindungsgleichungen der entstehenden nichtlinearen kinematischen Schleifen eingesetzt. Diese Methode wurde zum Aufbau mehrerer objektorientierter Mehrkörpersysteme Simulationsumgebungen verwendet, wie z. B. das entwickelte Simulationswerkzeug MOBILE von Kecskeméthy [44] und das Simulationswerkzeug DYMOLA von Otter [75]. Das MKS-Modell eines Roboters soll sich sowohl für die Implementierung in der rechnergestützten Simulation als auch für den Einsatz in einer realen Laufmaschine eignen. Daher sollten die kinematischen Schleifen explizit auflösbar sein, so dass die Steuerung und Regelung des Laufroboters in Echtzeit ablaufen kann.

Hydraulische Antriebe finden aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und Dynamik Anwendung überall da, wo eine hohe Verfahrensgeschwindigkeit in Verbindung mit großen Kräften bzw. Momenten gefragt ist. Grundlagen zur Modellierung der Ölhydraulik sind in [62], [37], [71], [34], [5], und [67] beschrieben. Hydraulische Systeme sind hochgradig nichtlinear. Die Nichtlinearitäten kommen von der Viskosität, dem Kompressionsmodul des Hydraulikfluids, den Volumenstrom-Eigenschaften, den Reibkräften innerhalb der hydraulischen Komponente und der Auswirkung der unbekannten externen Kräfte. In Arbeit von Viall [107] und von Dobchuk et al. [19] wurde der Einfluss der geometrischen Änderung der Ventilblende auf das Verhältnis der Volumenströme diskutiert. Die Reibung in einem asymmetrischen Hydraulikzylinder ist sehr directional. Nachdem die Geschwindigkeit eine gewisse Schwelle überschritten hat, verringert sich die Steigung der Reibung mit der Geschwindigkeit. In [13] wurde ein druckbasiertes Reibungsmodell für den asymmetrischen Hydraulikzylinder so erstellt, dass der Einfluss der externen Kräfte auf das druckbasierte Reibungsmodell explizit ist. Daher wurde die Verwendung der gemessenen oder geschätzten Geschwindigkeit vermieden.

Die Verbesserung der Regelgüte des hydraulisch angetriebenen Laufroboters setzt prinzipiell mehr Informationen über die Systemzustände voraus, die entweder direkt durch die Sensoren gemessen werden oder mit Hilfe vom modellbasierten Beobachter erfasst werden müssen. Aus Kostengründen und aufgrund der aufwendigen mess-

technischen Erfassung einiger Systemsgrößen kommt ein Beobachter zum Einsatz. Die Abschätzung der Hydrauliksystemzustände anhand von verschiedenen Beobachtern Technologien wurde in vielen Veröffentlichungen vorgestellt. Liu [58] wurde die Abschätzung der Volumenströme eines hydraulischen Servosystems mit Hilfe der Sliding-Mode-Technologie eingesetzt. Die meisten nichtlinearen Beobachter beruhen auf der lokalen Linearisierung des Systems an den Arbeitspunkten, woraufhin ein linearer Beobachter lokal eingesetzt werden kann. Abschließend wird die Summe der sich ergebenden Werte aus den lokalen Beobachtern der abgeschätzten Systemzustände zusammengesetzt. Zur Fehlerdetektion des Pumpendrucks wurde das gleiche Prinzip in [4] durch Verwendung eines erweiterten Kalman-Filters angewendet.

In dieser Arbeit werden sowohl die nichtmesstechnischen hydraulischen Servosystemzustände des Laufroboters ALDURO als auch die auf die Hydraulikzylinder unbekannten wirkenden Eingänge (Störgrößen) mit Hilfe des Proportional-Integral-Beobachters (PI-Beobachter) abgeschätzt. Der PI-Beobachter wurde in vielen Arbeiten, wie z. B. [9], [73], und [94] vorgestellt. Bei der geeigneten Auswahl der Rückführungsmatrix weist der PI-Beobachter eine hohe Robustheit gegen Nichtlinearitäten, Modellbildungsfehler und Ungenauigkeiten in den Messungen auf. Die Arbeit von Krajcin [48] behandelte die Modellbildungsfehler und die Ungenauigkeiten in den Messungen bei der Auslegung eines PI-Beobachters für die modellbasierte Ausgleichsregelung der Störgrößen einer elastischen mechanischen Struktur.

Die hochgradigen Nichtlinearitäten der Laufmaschinen sind die Ursache für ihre aufwendige Steuerung und Regelung, daher bringt der Einsatz linearer regelungstechnischer Konzepte keine zufriedenstellende Regelgüte. Das dynamische Verhalten solcher Systeme kann jedoch durch Verwendung einer nichtlinearen Regelung verbessert werden. Umfassende Vorstellungen der nichtlinearen regelungstechnischen Ansätze finden sich in [46], [89] und [36]. Das auf exakter Ein-/Ausgangslinearisierung modellbasierte Regelungsverfahren von Woernle ([116], [117], [118]) wurde für starre Mehrkörpersysteme ohne Berücksichtigung der Antriebssystemdynamik entwickelt. Ausgehend vom in [118] vorgestellten modellbasierten Verfahren entwickelten Schneider [87] und Müller [68] eine Lageregelung aus der Kombination der Kraftvorsteuerung und der Lageregelung zur Verbesserung der Regelgüte des elastischen Großmanipulators und der vierbeinigen Laufmaschine ALDURO. Die Kraftvorsteuerung wurde anhand einer externen Linearisierung der Bewegungsgleichung berechnet. Daher beruhte die Regelgüte auf der exakten Modellierung der Systemdynamik und der Rechenleistung des Rechners. Fuzzy-Regelungskonzept und nicht modellbasierte adaptive Regelungskonzepte bieten in einem solchen Fall Vorteile, da das untersuchte System sehr komplex ist und es nicht exakt modelliert werden kann. In [24] wurde ein Fuzzy PD Regler für Regelung eines

pneumatischen Linearantrieb durch die Ausregelung der Spannung der Druckregelventile verwendet, um die stationären Zustandsfehler des Systems zu eliminieren.

Laufmaschinen können als nichtlineare Mehrgrößensysteme betrachtet werden. Die an einem Antrieb erzeugende Kraft wirkt auf die anderen Antriebe als Störgröße. Zur Verbesserung der Regelgüte müssen die Reglerparameter in diesem Fall für jeden Zeitpunkt angepasst werden. Bei Li [57], Zhao [125] und Berger [11] wurde die Fuzzy-Logik zur Regelung der Eingangsspannung des Servoventils eines hydraulischen Servosystems in Abhängigkeit vom Regelfehler und deren zeitlichen Ableitung verwendet. Bei der Auswahl des Antriebssystems für die Laufmaschine sind die Verfahrensgeschwindigkeit und die Leistung der Laufmaschine die wesentlichen Gesichtspunkte, um einerseits eine hohe Geschwindigkeit zu erreichen und andererseits ein Umkippen der Maschine garantiert zu verhindern. Bei der gleichzeitigen Bewegung aller Aktoren der Laufmaschine kann der an den Aktoren gelieferte Pumpendruck stark abnehmen, da die verwendete Pumpe in der Mobilhydraulik für konstanten Druck vorgesehen ist. Die Aktoren können daher die gewünschten Bewegungen nicht erreichen. In [2] sind die Parameter des PID-Reglers für hydraulischen Last-Simulator mit Hilfe der Fuzzy-Logik für jeden Zeitpunkt so nachgestellt worden, dass das Fuzzy-System der Skalierungsfaktoren als Funktion von dem Kolbenpositionsfehler und deren zeitliche Ableitung erzeugt wurde. Ein Fuzzy adaptiver PI-Geschwindigkeitsregler für den hydraulisch angetriebenen Parallelroboter wurde in [3] so ausgelegt, dass die Parameter des PI-Geschwindigkeitsreglers mit Hilfe der Fuzzy-Logik infolge der Änderung des Schieberhubs des Servoventils und des Lastdrucks adaptiert wurden. In dieser Arbeit werden verschiedene basierte Fuzzy-Logik Regelungskonzepte zur Gewährleistung der Bewegung der Aktoren mit den gewünschten Geschwindigkeiten ausgelegt und implementiert.

Zur Analyse der Belastung des Antriebssystems müssen die Dynamik der mechanischen und hydraulischen Komponenten des Laufroboters ALDURO exakt modelliert werden. Zudem muss die Schreitgeometrie optimiert werden. Die verschiedenen Gangmuster wurden in vielen Veröffentlichungen vorgestellt. Periodische Gangmuster, in denen die Schreitfolge der Füße vorgegeben ist, werden bei Mehren [65] und Lee [55] beschrieben. Die Untersuchung der Belastung des Antriebssystems wird mit Hilfe der Simulationsprogramme zum Aufbau einer Laufroboter Simulationsumgebung durchgeführt. Das Simulationswerkzeug DYMOLA wurde bei Otter² [75] und Tümmel [100] zur Modellierung und Regelung der mechatronischen Robotersysteme eingesetzt. Aufgrund der guten Beschreibung der Regelungsansätze durch das Simulationswerkzeug MATLAB/SIMULINK einerseits und seiner eingeschränkten Unterstützung der mechanischen Systeme andererseits, wurden andere Simulationswerkzeuge zur Modellierung des mechanischen Sy-

²Er hat das MKS Simulationswerkzeug in DYMOLA entwickelt.

stems (z. B. Simulationswerkzeug DYMOLA) verwendet. Damit wurde das komplette mechatronische Robotersystem mit dem Regelungskonzept durch die Kopplung der beiden Simulationswerkzeuge dargestellt. Die Auslegung eines Mehrkörpersystems und die Optimierung der Regelungskonzepte für dieses Mehrkörpersystem wurden anhand von DYMOLA und von MATLAB/SIMULINK in vielen Arbeiten, wie z. B. [81], [100] und [108] ausgeführt.

1.4 Gliederung

In Kapitel 2 wird ein Überblick über Laufroboter und über die Entwicklungsgeschichte des in dieser Arbeit zu untersuchenden Laufroboters ALDURO vorgestellt. Die anthropomorphen Eigenschaften von menschlichen Beinen wurden beim ALDURO-Bein durch einen hydraulisch angetriebenen Mechanismus nachgebildet.

Zur Erstellung des nichtlinearen kinematischen und dynamischen Modells des ALDURO Mechanismus kommt die Methode der Mehrkörpersysteme im Einsatz. Die Topologie des Laufroboters hat eine zeitvariante Struktur, da mindesten drei Beine während des statischen Laufens Bodenkontakt haben. Dadurch ändert sich die Anzahl des Freiheitsgrads der Topologie Struktur. Daher befasst sich Kapitel 3 mit der Vorstellung der expliziten Lösung der nichtlinearen kinematischen Schleifen des ALDURO Beinmechanismus. Mit Hilfe des Verfahrens des *charakteristischen Gelenkpaares* werden die Gelenkvariablen und deren Ableitung hergeleitet. Die Bewegungsgleichung wird anhand der *Minimalkoordinaten* und der Bindungsgleichungen erstellt.

Die Modellierung des auf dem Laufroboter ALDURO eingebauten hydraulischen Servosystems wird in Kapitel 4 behandelt. Nach einer Herleitung der wichtigsten Grundlagen der Ölhydraulik wird ausführlich die mathematische Beschreibung der im hydraulischen Servosystem verwendeten Einzelkomponenten vorgestellt. Durch einige experimentelle Ergebnisse werden die Modellierungsansätze anschließend validiert.

Kapitel 5 behandelt den Entwurf eines Proportional-Integral-Beobachters. Die Zustände und die unbekannten Eingänge werden durch einen PI-Beobachter abgeschätzt. Der Entwurf der Rückführungsmatrix erfolgt mit Hilfe der Linear-Quadratisch-Optimalen Zustandsrückführung (LQR). Der PI-Beobachter kann im Fall eines nichtlinearen Systems mit den Modellbildungsfehlern und/oder der Ungenauigkeit in den Messungen verwendet werden. In diesem Fall können die Zustände und die Störgrößen bei der guten Auswahl der Rückführungsmatrizen rekonstruiert werden. Die experimentelle Validierung des ausgelegten PI-Beobachters wird abschließend vorgestellt.

Zur Verbesserung der Regelgüte müssen die Reglerparameter zu jedem Zeitpunkt angepasst werden. Daher befasst sich Kapitel 6 mit Fuzzy-Logik basierten Regelungskonzepten zur Regelung der Geschwindigkeit der Antriebe. Die Verwendung der Fuzzy-Logik in der Regelungstechnik zeigt Vorteile insbesondere bei mangelhaften Kenntnissen über das eingesetzte System und/oder bei hochgradigen, nichtlinearen und zeitvarianten Systemen. Die Fuzzy-Logik wird in dieser Arbeit zur Geschwindigkeitsregelung so eingesetzt, dass die Ventilspannung in Abhängigkeit des Geschwindigkeitsfehlers und der auf den Zylinder unbekannten Kräfte nachgestellt wird. Die Fuzzy-Logik wird auch als Adaptionsalgorithmus der Reglerparameter eingesetzt. Die Parameter eines klassischen Reglers werden mit den Ausgängen der Adaption skaliert, welcher sich bei der Änderung des Lastdrucks und der Zylinderposition ändert.

Die Untersuchung der Belastung des Antriebssystems bei der schnellen Verfahrensgeschwindigkeit des Roboters ALDURO wird in Kapitel 7 erläutert. Um dieses Ziel zu verwirklichen, wird das komplette mechatronische Robotersystem ALDURO unter MATLAB/SIMULINK und MODELICA/DYMOLA Simulationswerkzeugen dynamisch modelliert. Für die Erstellung einer ausführlichen Simulationsumgebung für diese Laufmaschine wird ein periodisches Gangmuster entwickelt. Anschließend werden die simulierten Ergebnisse des geforderten Volumenstroms der Hydraulikpumpe mit der maximalen Verfahrensgeschwindigkeit validiert. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse sowie Anregungen für weiterführende Arbeiten enthält Kapitel 8.

2 Übersicht über den Laufroboter ALDURO

In diesem Kapitel wird ein allgemeiner Überblick über die Entwicklungsgeschichte des am Lehrstuhl für Mechatronik der Universität Duisburg-Essen entwickelten Laufroboters ALDURO gegeben. In Abschnitt 2.1 wird die Geschichte von Laufmaschinen beschrieben. Abschnitt 2.2 handelt die Entwicklungsgeschichte des Laufroboters ALDURO, die anthropomorphen Eigenschaften des ALDURO-Beins und die Hardware-Komponenten, welche die Befehle des Bedieners und die Steuerung des Roboters ausführen. Die Controller-Software für ALDURO wird in Abschnitt 2.3 beschreiben.

2.1 Laufroboter im Überblick

Die Mobilität der Menschen und der Transport von Gütern waren die Hauptmotivation zur Entwicklung von Laufmaschinen. Die in Laufmaschinen eingesetzten Mechanismen wurden von der Natur, wie z. B. Menschen, Tieren und Insekten abgeleitet.

Die Entwicklung des Dampfmotors im Jahre 1804 und die spätere Erfindung des Verbrennungsmotors im Jahr 1860 waren die wichtigsten Gründe für die Forschung an bereiften Fahrzeugen. Diese zeichnen sich durch eine hohe Stabilität und Schnelligkeit in ebenem Gelände aus. Daher werden sie unter Anderem in Bereichen wie Transport und Landwirtschaft eingesetzt. Die Forschung an Fahrzeugen mit Beinen hingegen wurde vernachlässigt.

Bereifte Fahrzeuge können nicht überall fahren, da ca. 50% der Landmasse der Erde dafür ungeeignet ist [83]. Darüber hinaus brauchen einige Radfahrzeuge spezielle Straßen. Diese Landmassen können jedoch durch Laufmaschinen durchquert werden. Die Entwicklung der Mechanismen der Fahrzeugen mit Rädern und Beinen hat im 18. Jahrhundert begonnen. Diese wurden als hybride Fahrzeuge benannt. Abbildung 2.1 zeigt die erste hybride Maschine mit Rädern und Beinen, wobei die Bewegung der Beine in dieser Maschine von der Bewegung der Beine des Fahrers abgeleitet wurde [102].



Abbildung 2.1: Die erste Hybrid Maschine mit Beinen und Rädern [102]

Parallel zur Entwicklung hybrider Maschinen gab es einige Studien zur Auslegung zweibeiniger Maschinen. Die frühe Auslegung der zweibeinigen Laufmaschinen geht auf das 18. Jahrhundert zurück. Die erste aufrechte zweibeinige Laufmaschine wurde durch George Moore im Jahre 1898 entwickelt. Heutzutage finden sich zweibeinige Laufmaschinen in verschiedenen Gebieten wieder, wie z. B. zur Unterstützung behinderter Menschen in ihrem täglichen Leben. Die heutigen, sehr weit fortgeschrittenen Entwicklungen in Elektronik und Informatik führen zu einer Weiterentwicklung der Fähigkeiten zweibeiniger Laufmaschinen. Beim Legged Intelligent Service Agent (LISA) Roboter der Universität Hannover haben die Forscher versucht, eine neue alternative mobile Plattform für Serviceroboter mit hoher Stabilität während der Bewegung zu erreichen. Der zweibeinige Roboter WASEDA von der Waseda Universität in Japan ist mit Hilfe einer speziellen Regelungsmethode für dynamisches Laufen entworfen worden [120]. Viele Laufmaschinen Designs haben die Labore jedoch wegen der mangelnden Leistung der Aktoren nicht verlassen.

In den 50er Jahren wurde versucht den Lauf des Roboters manuell zu steuern. Die erste manuell gesteuerte vierbeinige Laufmaschine wurde von General Electric durch Mosher in 1969 mit drei Freiheitsgraden je Bein entworfen (vgl. Abbildung 2.2). Der Bediener steuerte die Bewegung der Beine mit seinen Händen und Füßen, wodurch er keine anderen Aufgaben durchführen konnte. Diese Maschine wurde mit einem Hydrauliksystem angetrieben. Der Bodenkontakt des Beins wurde hier durch den Rücklauf der Kräfte der Maschinenbediener erkannt. Der Bediener beobachtete die Bewegung der Maschine und versuchte die Hindernisse zu umgehen. Dennoch war die Bedienung der 12 Freiheitsgrade schwierig [79]. Die Revolution in der Entwicklung der vierbeinigen Laufmaschinen im Jahr 1968 begann mit der Entwicklung der ersten Computer-gesteuerten Laufmaschine



Abbildung 2.2: GE Quadruped [79] und BigDog [14]

'Phoney Pony' durch McGhee und Frank [64]. Der BigDog Quadruped Roboter von Boston Dynamics wurde voll computergesteuert und konnte im unstrukturierten Gelände dynamisch laufen und schwere Lasten tragen [14].

Die Anforderung und daraus folgend die Auslegung von Laufrobotern ist vom jeweiligen Anwendungsgebiet abhängig. Daher finden sich die Laufroboter in verschiedenen Bereichen wieder:

- Laufroboter werden für Landwirtschafts- und Waldarbeiten verwendet, da sie, anders als bereifte Fahrzeuge, ihr Einsatzgebiet erreichen, ohne viel Schaden an der Natur zu verursachen. Der Plustech Laufroboter ist 1988 mit sechs menschlichen Beinen und einfachem Gangmuster für stabilen Gang entworfen worden [27].
- Die erste Verwendung von Laufrobotern auf militärischem Gebiet ist datiert auf das Jahr 1960, mit dem Ziel, die Fähigkeit der Laufmaschinen in unebenem Gelände auszunutzen. Die achtbeinigen Laufroboter Iron Mule Train und Adaptive Suspension sind die wichtigsten Projekte auf diesem Gebiet [104], [109]. Das Ziel dieser Projekte war maximale Mobilität in schwierigstem Gelände zu erreichen.
- Der Einsatz der Laufroboter ist vor allem in beschädigten Gebieten von Vorteil, da sie für Radfahrzeuge schwer zugänglich oder für Menschen zu gefährlich sind. Die Anforderung an die Konstruktion von Laufrobotern für den Einsatz in gefährlichen Gebieten ist besonders hoch [104]. Z. B. wurde im Jahre 1994 der achtbeinige Laufroboter Dante II entwickelt, um Messungen in Vulkanen vorzunehmen.
- Ein Gebiet des vorteilhaften Einsatzes von Laufrobotern ist der Baubereich, da sie

Schwerlasten transportieren können oder als Bagger arbeiten. Darüber hinaus sind sie zum Einsatz bei der Bewegung mit Höhenunterschieden der Gelände vorteilhaft. Im Jahre 1988 hat ein Projekt für Design und Entwicklung eines Schreitbaggers mit hoher Beweglichkeit und Manövrierfähigkeit an der Universität Duisburg-Essen, am Lehrstuhl für Mechatronik gestartet. Ein weiterer Einsatzbereich von Laufrobotern in schwierigem Umfeld ist der Einsatz im Wasserbau.

- Andere mögliche Anwendungsgebiete der Laufroboter sind zum Beispiel Medizin, Rehabilitation und Inspektion.

2.2 Der Laufroboter ALDURO

Schreitbagger können für den Umgang mit den schwereren Lasten in unstrukturierten Geländen eingesetzt werden. Sie arbeiten z. B. auf Bergen und in Wäldern, die für Kettenbagger unpassierbar sind. Der erste Schreitbagger wurde 1966 von der Menzi Muck AG in der Schweiz errichtet [66]. Die Beine dieses Schreitbaggers sind über Kardangelenke mit einer Plattform verbunden. Auf dieser Plattform sind Fahrerkabine und Manipulator in axialer Richtung drehbar gelagert (vgl. Abbildung. 2.3). Die Plattform kann



Abbildung 2.3: Menzi Muck Bagger [66]

mit Hilfe der Schaufel angehoben werden, so dass die vorderen Beine entlastet werden. Nun kann der Schreitbagger auf den Hinterrädern über die Schaufel nach vorne gezogen werden. Dieser Prozess ist nicht automatisiert, sondern wird vom Bediener gesteuert. Daher ist die Schnelligkeit und die Genauigkeit dieses Prozesses von der Erfahrung des Bedieners abhängig.

Die Flexibilität und Stabilität der Laufmaschinen wird durch die Erhöhung der Freiheitsgrade des Systems vergrößert, jedoch stellen die erhöhten Entwicklungskosten eines solchen hoch flexiblen und effizienten Schreitbaggers die Hauptschwierigkeit für die Entwickler dar. Im Jahre 1988 wurde ein Projekt namens roboTRAC von der eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich (ETHZ), der Universität Duisburg und der Firma Siltec in Zürich ins Leben gerufen, mit dem Ziel, die Beweglichkeit und Manövrierfähigkeit des Schreitbaggers zu erhöhen und diesen halb oder voll zu automatisieren. Die beiden Vorderbeine des roboTRACs sind mit je drei Freiheitsgraden pro Bein versehen. Die beiden bereiften Hinterbeine besitzen hingegen nur einen Freiheitsgrad (vgl. Abbildung 2.4).

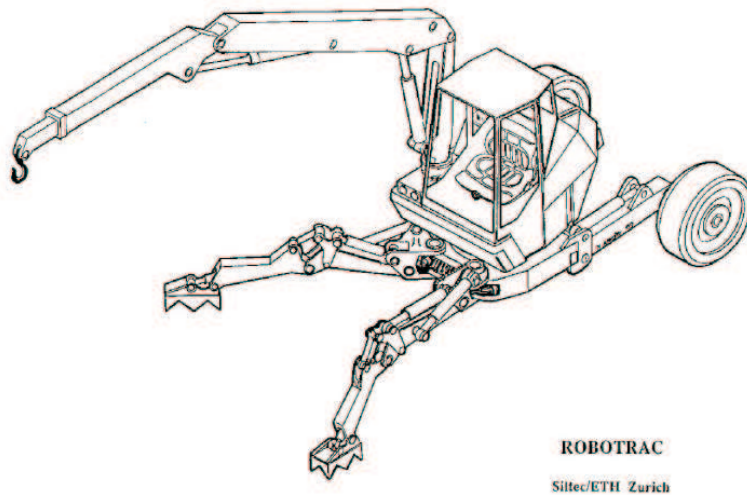


Abbildung 2.4: Schreitbagger mit den freibeweglichen Beinen (roboTRAC) [90]

Dieser Mechanismus war durch den zusätzlichen Freiheitsgrad an den Vorderbeinen kompliziert manuell zu steuern [90], [31]. Die Ansteuerung des Antriebssystems des roboTRACs ist durch den Rechner automatisiert, wobei die Bewegung und die optische Beobachtung der Stabilität durch den Rechner geregelt werden. Demzufolge lässt sich diese Arbeitsmaschine auch durch wesentlich weniger erfahrene Fahrer steuern [50]. Diese spezielle Konstruktion der Beine bildete 1998 den Grundstein für das ALDURO-Projekt am Lehrstuhl für Mechatronik der Universität Duisburg-Essen (Anthropomorphically Legged and Wheeled Duisburg Robot). Die erste Auslegung des Beins mit den anthropomorphen Eigenschaften im Rahmen dieses Projekts wurde durch Kecskeméthy 1994 ausgeführt. Die Bewegung des anthropomorphen Beinmechanismus findet in den Sagital, Transversal und Longitudinal Ebenen statt (vgl. Abbildung 2.5).

Die Realisierung der anthropomorphen Eigenschaften des ALDURO-Beines wurde durch so genannte kinematische Schleifen mit Hilfe von Dreh- und Kugelgelenken sowie

Hydraulikzylindern als Schubgelenke realisiert [43], [69]. Die Funktion der menschlichen Muskeln ist in den Schubgelenken emuliert. ALDURO ist ein ungefähr 3,5 m hoher, fast 1,6 t schwerer Prototyp. Er ist mit vier identischen, hydraulisch angetriebenen Beinen gestaltet. Eine Möglichkeit zur Erhöhung der Geschwindigkeit und der Stabilität des ALDURO im ebenen Gelände ist durch den Austausch der hinteren Füßen durch Räder realisiert (vgl. Abbildung 2.6).

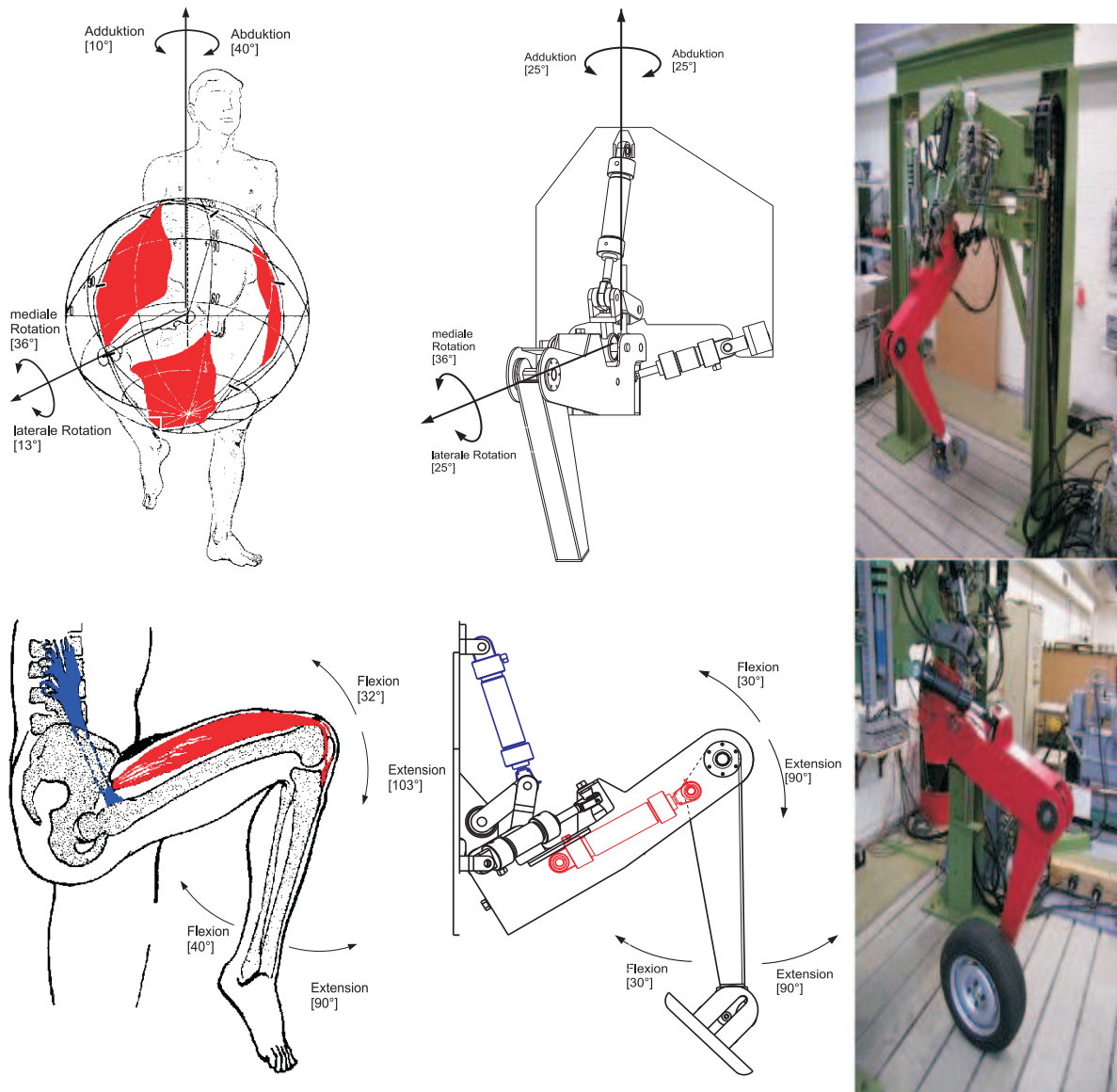


Abbildung 2.5: Anthropomorphe Eigenschaften des menschlichen und des ALDURO-Beins [43], [69]; Beinprüfstand

Da ein solcher Schwerlastroboter eine hohe Leistung des Antriebssystems benötigt und wegen der offensichtlichen Vorteile der hydraulischen Antriebe im Vergleich mit elektrischen Antrieben, wurde ein hydraulisches Servosystem in ALDURO verwendet. Die

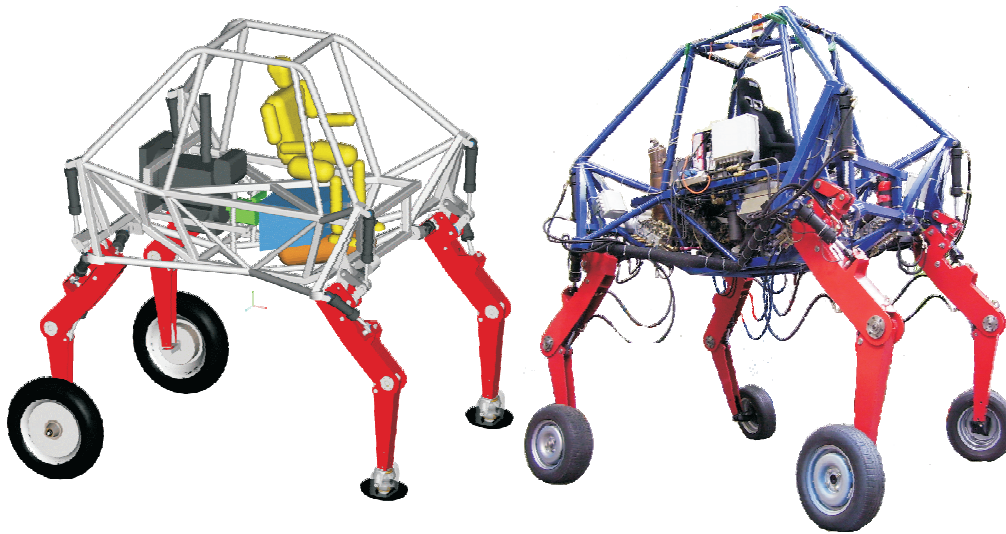


Abbildung 2.6: CAD Modell und Real ALDURO Prototyp

Vorteile des hydraulischen Systems sind z. B. das hohe Energie/Gewicht Verhältnis, die Fähigkeit zur Erzeugung sehr großer Kräfte oder Momente und das schnelle Antwortverhalten. Die Pumpe versorgt das System mit Druck in Höhe von 210 bar. Ein Verbrennungsmotor mit der Leistung von 45 kW liefert die Energie für das hydraulische Servosystem und die Steuereinheit, die an der Plattform hinter dem Fahrer angebracht ist. Jeder Freiheitsgrad wird durch einen hydraulischen Zylinder mit verschiedenen Längen angetrieben. Diese Zylinder sind durch die Servoventile mit einer Durchströmung von $40 \frac{1}{\text{min}}$ oder $12 \frac{1}{\text{min}}$ angesteuert. Zur automatisierten Steuerung des ALDURO sind sowohl Drucksensoren an den beiden Kammern als auch Positionssensoren innerhalb der Zylinder eingebaut. Die gewünschte Richtung für die Führung des Roboters wird vom Eingabegerät, wie z. B. einem Joystick, der Controller-Software in kartesische Koordinaten übergeben, die in die Bewegung des Roboters übersetzt werden.

2.3 Architektur des Controllers

Die *Controller-Software* wurde in vier Hauptschichten unterteilt (vgl. Abbildung 2.7). Diese Schichten bestehen aus verschiedenen Modulen mit unterschiedlichen Funktionalitäten. Die Module unter jeder Schicht wurden vertikal auf unterschiedlichen Ebenen angeordnet und ihre Lagen in der Schicht wurden von ihrem Zwischenzusammenhang abgehängt. Jedes Modul hat vollen Zugriff zu allen vorbearbeiteten Eingangsdaten aber nicht zu anderen Modulen und seine erzeugten Ausgänge sind entsprechend seiner Auf-

gabe gestaltet. Die Module sind abhängig von ihrer Priorität gewichtet.

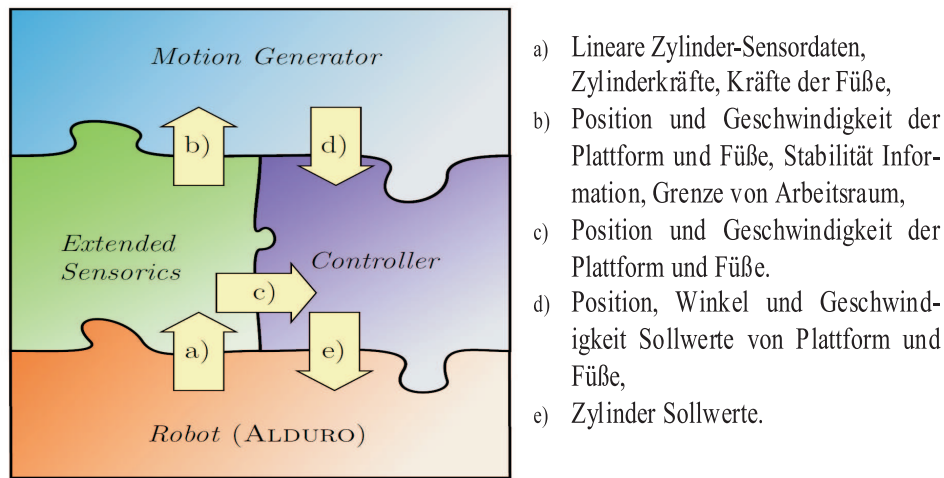


Abbildung 2.7: Die Controller-Software Schichten nach [25]

In der ersten Schicht ist der *Motion Generator* untergebracht. Das Hauptziel der Unterteilung der *Controller-Software* ist, dass das *Motion Generator* Modul für andere Roboter wieder verwendet werden kann, da die Eingänge und Ausgänge dieses Moduls unabhängig von der Art der Aktoren, Sensordaten, der Größe sowie von der mechanischen Topologie des Roboters sind. Hingegen ist dieses Modul für andere vierbeinige Roboter verwendbar, wenn sie statisch laufen und die gleichen Eingänge, wie z. B. die Geschwindigkeit der Plattform, sowie die gleichen Ausgangsdaten, wie z. B. Sollposition und -geschwindigkeit der Beine haben. D. h. die Eingänge und Ausgänge dieses Moduls sind von der Art der Aktoren und der Anzahl der Freiheitsgrade des Roboters unabhängig. Daher sind alle Sensor- und Aktorendaten, die im/vom *Motion Generator* bearbeitet oder ausgegeben werden, dimensionslos [25]. Die vom *Motion Generator* erzeugten Werte zur Bewegung der Plattform und der Beine sind die gewünschte Plattformgeschwindigkeit und die Beingeschwindigkeit. Dabei ist dieses Modul für die Erzeugung des Gangs der Plattform und der Beine und die Gewährleistung der statischen Stabilität des Roboters verantwortlich. Dazu wurde in diesem Modul die Möglichkeit zur Bewegung des Beins in Abhängigkeit von der Lage des Beins in seinem Arbeitsraum modelliert.

Die *Robot* Abstraktionsschicht hängt von der Art des Roboters (virtuell, real) ab. Der virtuelle Roboter besteht aus einem mechanischen und einem hydraulischen Modell und den dazugehörigen Daten. Beim realen Roboter bestehen die Module aus den Eingangs- und Ausgangsschnittstellen und aus dem Beobachtungsmodul aller ausgetauschten Daten.

Eine Zunahme der Anzahl der Sensoren führt zur Zunahme der Kosten des Systems. Daher wurde ein *Extended Sensorics* Modul vorgeschlagen, um die Geometrieinformationen über den Roboter und die Umgebung durch Bearbeitung der vorhandenen Daten von den Sensoren zu erzeugen. In dieser Schicht wurde die Abschätzung der Position und der Geschwindigkeit der Füße durch die Berechnung der Vorwärtskinematik, der Höhe und der horizontalen Geschwindigkeit der Plattform und Nähe der Zylinderposition zu ihrer Grenze berechnet.

Es ist auch notwendig, für die Bewegung von ALDURO, Hindernisse (Menschen, Bäume, Maschinen, . . . usw.) zu erkennen und zu umgehen. Ein System zur Umgehung der Hindernisse für ALDURO wurde von Morgado de Gios [26] entwickelt und getestet. Dieses System basiert auf der Fuzzy-Logik, um an das inverse Modell für den Sensor zu kommen. Zum Aufbau eines kompletten Systems zur Umgehung von Hindernissen, wurden Module zur Navigation und Datenfusion ausgelegt.

Die *Controller* Abstraktionsschicht nimmt Sensordaten und gewünschte Daten vom *Motion Generator* auf und übersetzt die Differenz in Aktorvariablen, um die gewünschte Bewegung zu erzielen. Diese Schicht besteht aus Modulen zur Lage- und Kraftregelung der Zylinder. Die Regelung basiert auf der inversen Kinematik, der Dynamik-Modelle sowie der Sensordaten, um den Roboter in die gewünschte Position zu bringen. In ALDURO wurde eine modellbasierte Regelung eingesetzt. Nach der genauen Ein-/Ausgang Linearisierung wurde ein linearer Proportional-Integral-Differenzial-Regler implementiert.

Die Regelgüte des modellbasierten Reglers ist von der Genauigkeit des physikalischen Modells abhängig. Je exakter die mathematische Abbildung des realen Systems ist, desto genauer ist die Antwort des Reglers. Ein weiterer Nachteil des modellbasierten Reglers ist die hohe Rechenzeit der online Berechnung. Diese Arbeit ist auf die Problematik der Auslegung einiger geschwindigkeitsbasierter Regelungsansätze für das Hydrauliksystem ausgerichtet, um eine hohe Robustheit des Reglers gegen die zunehmenden externen Lasten und eine hohe Effizienz des Versorgungssystems zu erreichen.

3 Modellbildung des Laufroboters ALDURO

In diesem Kapitel wird die mathematische Beschreibung des mechanischen Modells des ALDURO-Beins beschrieben. In Abschnitt 3.1 wird das Prinzip der globalen Kinematik vorgestellt. Die relative und die absolute Kinematik des ALDURO-Beines, die zur Steuerung der Bewegung notwendig sind, werden analysiert. Abschnitt 3.2 behandelt das Prinzip der dynamischen Beschreibung eines einzelnen ALDURO-Beines. Ziel der dynamischen Analyse ist die Berechnung der Beinbewegung und der Schnittkräfte in den Gelenken. In Abschnitt 3.3 wird zudem die Dynamik des ALDURO mit der MODELICA/DYMOLA Modellierungsumgebung vorgestellt.

3.1 Kinematik des ALDURO-Beines

Die Untersuchung der Kinematik und der Dynamik des Laufroboters ist für die Auslegung der Steuerung und der Regelung des Gangmechanismus erforderlich. Die Bewegung eines Mechanismus ist durch die Kopplung der Körper über die Gelenke realisiert. Das Verhalten sowohl der Körper als auch der Gelenke ist entweder starr oder elastisch [10]. Die Bewegung des Roboters wird durch die Beweglichkeiten der Gelenke festgelegt. Die Gelenke wurden aus den Basis-Gelenken (Dreh-, Schubgelenke) abgeleitet [115]. Die Kinematik beschreibt die Beziehung zwischen der Position, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung der Gelenke, die aus den vorgegebenen minimalen Koordinaten und ihren Ableitungen generiert werden.

Die Topologie des Laufroboters ändert sich abhängig von der aktiven und der passiven Umgebung. Die aktive Umgebung hat entweder ein oder mehrere Freiheitsgrade, die durch die Aktoren modelliert werden [84]. Die Topologie des Roboters in der aktiven Umgebung hat somit eine offene Struktur, wie z. B. ein Industrieroboter. Dies führt bei der Auslegung des Regelungssystems zu komplexen Anforderungen. Bei einer passiven Umgebung sind die Freiheitsgrade nicht durch die Aktoren angetrieben. Die Topolo-

gie des Roboters kann beim Kontakt zur passiven Umgebung in geschlossener Form dargestellt werden. Die Anzahl der Freiheitsgrade hängt sowohl vom Mechanismus des Systems als auch von der Art der Umgebung ab. Bei einer offenen Roboter-Struktur können sich die Gelenke unabhängig voneinander bewegen. Daher entspricht die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems f der Anzahl der Freiheitsgrade der Robotergelenke f_{Gi} . Die Gelenke bewegen sich in der passiven Umgebung in Abhängigkeit voneinander. In diesem Fall stimmt die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems nicht mit der Anzahl der Freiheitsgrade der Gelenke überein.

Mit Hilfe des GRÜBLER-KUTZBACH-Kriteriums kann die Anzahl der Freiheitsgrade des Roboters aus den Freiheitsgraden der Gelenke f_{Gi} und aus der Anzahl der kinematischen Schleifen $n_L = n_B - n_G$ mit der Anzahl der Körper n_B und der Anzahl der Gelenke n_G zu

$$f = \sum_{i=1}^{n_G} f_{Gi} - 6n_L \quad (3.1)$$

bestimmt werden [30]. Daher wird die Anzahl der Freiheitsgrade jedes ALDURO-Beins berechnet [68] zu

$$\begin{aligned} f_{Bein} &= \sum_{i=1}^{n_G} f_{Gi} - 6n_L \\ &= 34 - 30 \\ &= 4. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Die Anzahl der unabhängigen minimalen Koordinaten $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^f$ entspricht der Anzahl der Freiheitsgrade des Laufroboters. Deshalb hängt die Anzahl der Freiheitsgrade des Roboters von seiner jeweiligen Arbeitsphase ab. Der Roboter kann sich nur in zwei Arbeitsphasen entweder in der Stand- oder der Laufphase befinden. In der Standphase haben alle Beine Bodenkontakt. Wenn der Roboter in der zweiten Arbeitsphase (Laufphase B) ist, dann ist beim statischen Laufen, genau ein Bein in der Luft.

Die Bewegung eines beliebigen Körpers wird durch drei translatorische und drei rotatorische virtuelle Gelenke, die bezüglich der festgelegten Koordinaten K_I dargestellt sind, beschrieben. Die Beschreibung der globalen Kinematik kann in zwei Schritten durchgeführt werden [42]:

- Relative Kinematik. Hier werden die Variablen der kinematischen Schleifen β in Abhängigkeit von den verallgemeinerten Koordinaten \mathbf{q} durch die Lösung der Bindungsgleichungen bestimmt.
- Absolute Kinematik. Die absoluten Koordinaten jedes Körpers und seiner Bewe-

gungsgrößen werden in Abhängigkeit von der Relativbewegung der Gelenke berechnet.

Die verallgemeinerten Koordinaten und ihre Ableitungen sind die Eingänge der relativen Kinematik, hingegen bilden die Gelenk-Koordinaten und ihre Ableitungen die Ausgänge, welche die Eingänge für die absolute Kinematik sind. Die Ausgänge der absoluten Kinematik sind die Bewegungsgrößen der Körper und deren Ableitungen (vgl. Abbildung 3.1).

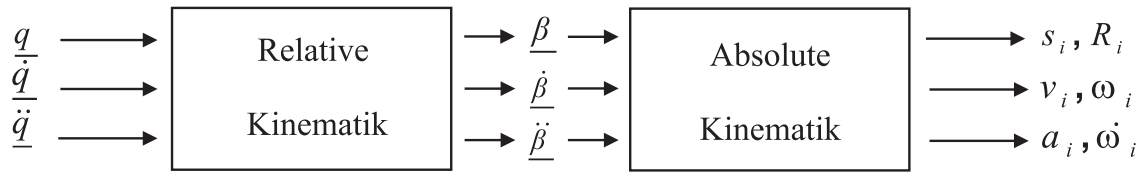


Abbildung 3.1: Ein- und Ausgänge der relativen und absoluten Kinematik

Zur Beschreibung der Gehbewegung eines Laufroboters sind die Position und die Orientierung bzw. die translatorische und rotatorische Bewegung des Zentralkörpers und des bewegten Beines bzgl. des Inertialkoordinatensystems K_I vorgegeben. Die Bewegung der Plattform bzgl. K_I wird als Translations- und Rotationsbewegung dargestellt. Damit ist es sinnvoll, diese Bewegung durch Einführung virtueller Gelenke (*Floating Virtual Joint*) mit sechs verallgemeinerten Koordinaten ($\mathbf{r}_{FBJ}^T, \boldsymbol{\varphi}_{FBJ}^T$) zu modellieren. Dafür sind die Minimalkoordinaten in den beiden Phasen

$$\mathbf{q}^A = [\mathbf{r}_{FBJ}^T, \boldsymbol{\varphi}_{FBJ}^T]^T \in \mathbb{R}^{f(A)}, \quad (3.3)$$

$$\mathbf{q}^B = [\mathbf{r}_{FBJ}^T, \boldsymbol{\varphi}_{FBJ}^T, \mathbf{r}_i^T]^T \in \mathbb{R}^{f(b)}. \quad (3.4)$$

Die Topologie des ALDURO wird in Abbildung 3.2 in der Standphase dargestellt. Die Topologie verändert sich während der Bewegung dadurch, dass in unterschiedlichen Zeitpunkten verschiedene Beine Bodenkontakt haben.

Die Nichtlinearitäten in einer kinematischen Schleife wirken sich unmittelbar auf die anderen Schleifen aus, daher ist es sinnvoll, bei der Modellierung der einzelnen kinematischen Schleifen einen Transformator zu verwenden, so dass die nichtlinearen Gleichungen dieses Transformators unabhängig von den anderen Transformatoren aufgelöst werden können. Die ergebenden Lösungen hängen nur von den Geometrieparametern der Schleife ab. Der Mechanismus des vollständigen Systems wird durch die Kopplung der Transformatoren durch den Anschluss dazwischen gebildet. Dadurch entsteht ein so genanntes kinematisches Netz, in dem die Bindungsgleichungen des Systems linear sind. Das kinematische Netz gibt einen Überblick über die kinematische Struktur

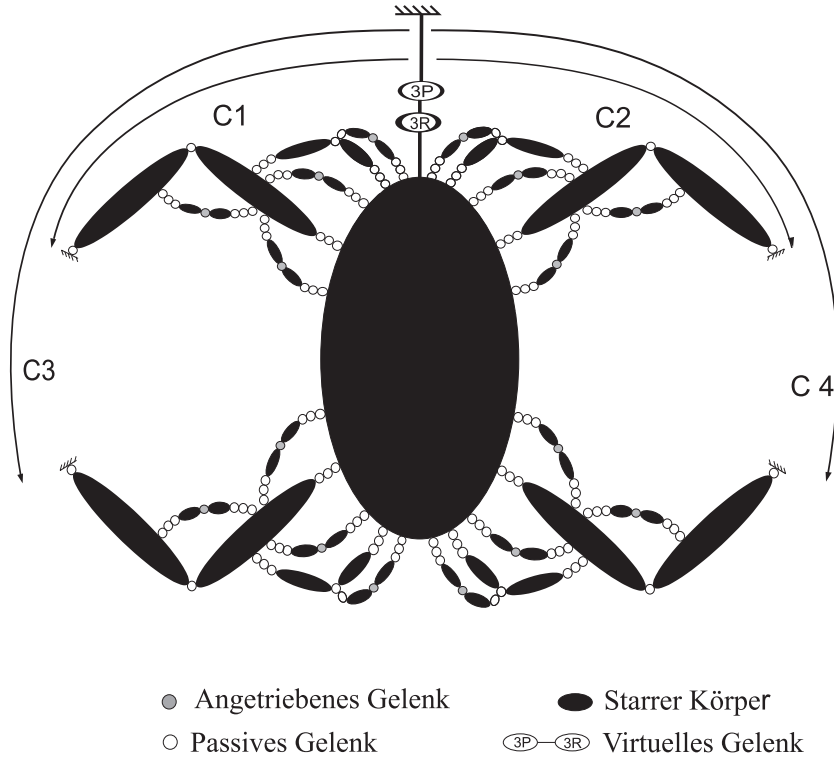


Abbildung 3.2: Kinematische Topologie des ALDURO nach [25]

des Roboters, wobei die Eingänge des Netzes die minimalen Koordinaten sind und die Ausgänge die kinematischen Schleifenvariablen [30], [42]. Der Roboter ALDURO hat vier identische Beine, die mit der Plattform durch ein Kugelgelenk verkoppelt sind. Es wird zunächst die relative und absolute Kinematik des ALDURO-Beines analysiert.

3.1.1 Relativkinematik

Die Hauptanforderung an das Modell ist die Echtzeitanforderung. Damit muss die Rechenzeit innerhalb bestimmter Grenzen bleiben. Die Iteration in Integrationsmethoden benötigt viel Zeit, um die rekursiven Lösungen der kinematischen Schleifen zu bekommen. Der explizite Löser wird mit konstanten Integrationsschrittweiten und ohne Iteration durchgeführt. Aus diesem Grund kann dieser Löser für Echtzeitapplikationen implementiert werden. Die kinematischen Schleifen werden durch eine Modifikation der Topologie des ALDURO-Beins (vgl. Abbildung 3.3) mit Hilfe des *charakteristischen Gelenk-Paar* Verfahrens explizit aufgelöst [115].

In der vereinfachten Topologie des ALDURO-Beines wird die Verbindung der Aktoren und der kinematischen Schleife T1 zum Zentralkörper durch Drehgelenke ersetzt. Dafür wird der dritte Freiheitsgrad des Kugelgelenkes S_2 ($\theta_6 = 0$) vernachlässigt. Das *Charak-*

teristische *Gelenk-Paar* Verfahren ist geeignet für Erzeugung der Bindungsgleichungen der Mehrkörperschleifen mit beliebigen Gelenken. Die Grundidee dieses Verfahrens besteht darin, die Mehrkörperschleifen an jeweils zwei Gelenke aufzuschneiden und diesem Gelenkpaar einen skalaren Bindungsparameter zuzuordnen [65].

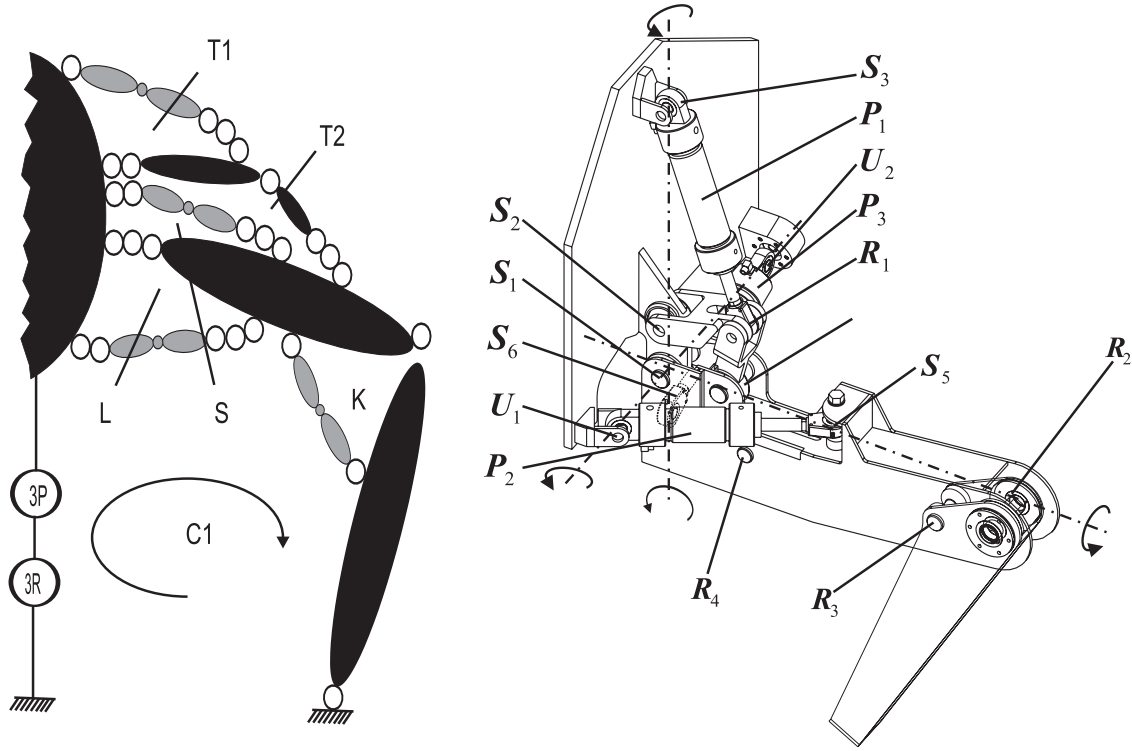


Abbildung 3.3: Kinematische Topologie und reales ALDURO-Bein

Die Anzahl der verallgemeinerten Koordinaten wird zu 7 berechnet, die der Anzahl der Freiheitsgrade des Beins in der Standphase nach dem GRÜBLER-KUTZBACH-Kriterium entspricht. Die Koordinaten der virtuellen Gelenke des Zentralkörpers können als Minimalkoordinaten gewählt werden. Die siebte Minimalkoordinate kann eine von den drei Hüftkoordinaten oder die Kniekoordinate sein. Die einzelnen unabhängigen Schleifen und damit die kinematischen Transformatoren lassen sich daraus, wie in Abbildung 3.4 dargestellt ist, herleiten.

Die Eingänge der relativen Kinematik sind die Position des Fußes bezüglich der Hüftkoordinaten (Inertialkoordinatensystem K_I) sowie der dritte Freiheitsgrad des Hüftgelenks

$$\mathbf{p}_f = [p_x, p_y, p_z, \theta_3]^T. \quad (3.5)$$

Die Gelenkvariablen

$$\boldsymbol{\beta} = [\beta_k, p_4, \theta_1, \theta_2, \theta_4, \theta_5, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, p_1, p_2, \beta_3, \beta_4, p_3, \beta_1, \beta_2]^T \quad (3.6)$$

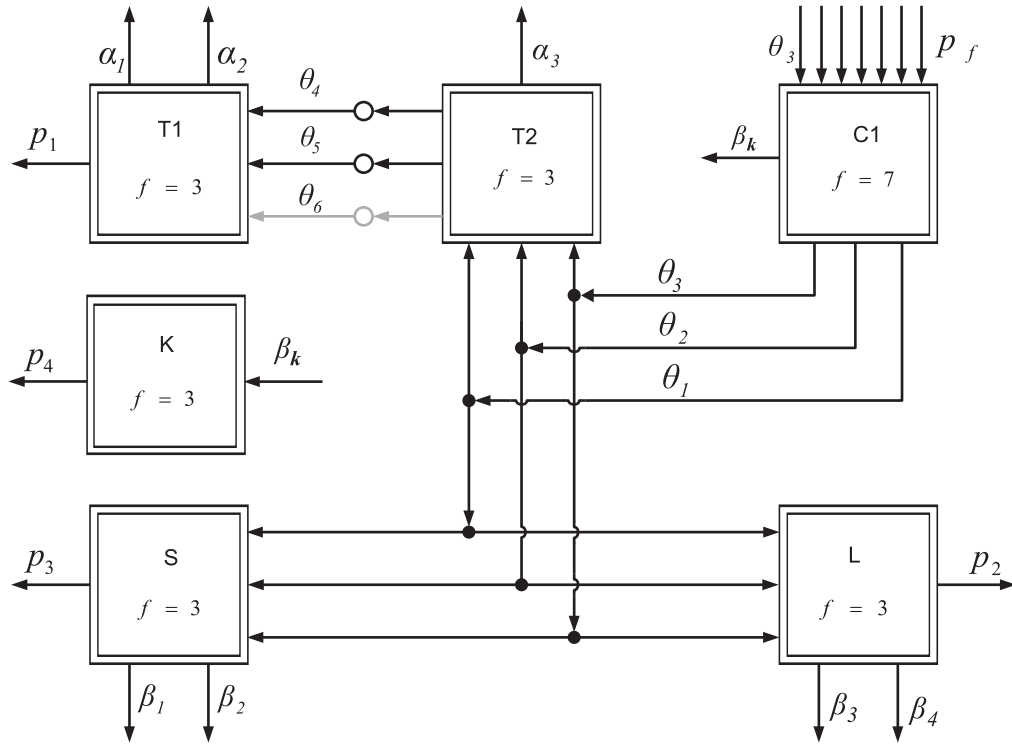


Abbildung 3.4: Blockdiagramm der relativen Kinematik mit expliziten Lösungen

ergeben sich aus der Auflösung der Bindungsgleichungen

$$g(\beta, q) = 0. \quad (3.7)$$

Die Lösungen der Bindungsgleichungen resultieren ohne Iteration und die Nichtlinearität jeder Schleife wirkt sich nicht auf die kinematische Nachbarschleife aus.

Positionsanalyse

Bestimmung der Zylinderlänge p_4

Die charakteristische Bindungsgleichung erhält man durch die Auftrennung am Hüft- und Fußgelenk (S_1 , S_f) (vgl. Abbildung 3.5). Die gewählten charakteristischen Bindungsparameter sind daher im oberen und unteren Segment gegeben durch

$$f_1(\beta_k) = \underbrace{\mathbf{d}_u^2}_{(\mathbf{e}+\mathbf{f})^2} - \mathbf{d}_l^2 = 0. \quad (3.8)$$

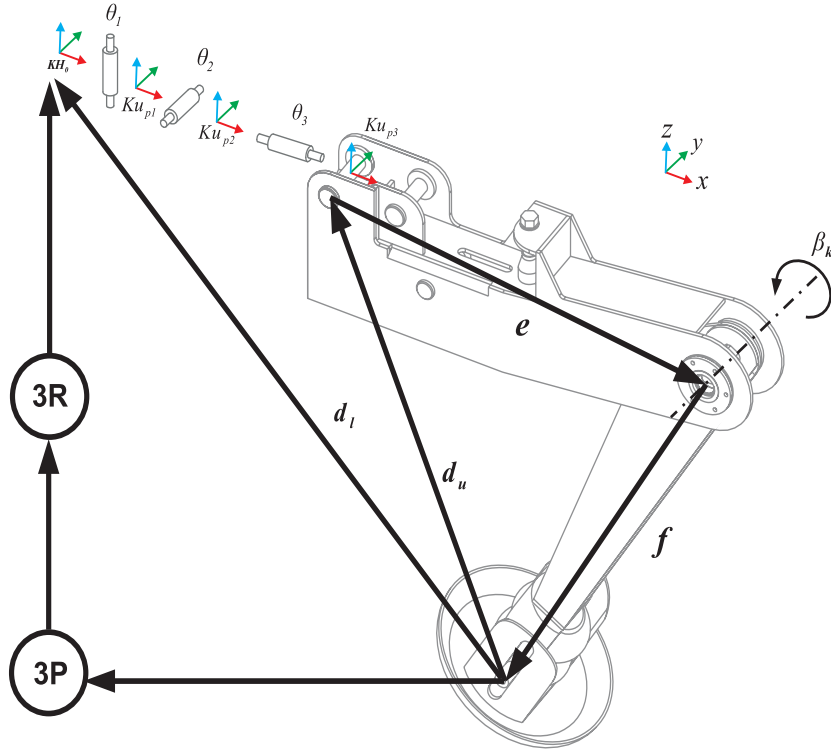


Abbildung 3.5: Kinematische Schleife C1

Im oberen Segment ist der Abstandsvektor \mathbf{d}_u gleich dem Ortsvektor des Koordinatensystems K_f am Fuß bezüglich des Koordinatensystems $K_{u_{p3}}$ bzw. im unteren Segment ($\mathbf{d}_l = \mathbf{p}_f$) des Koordinatensystems K_f bezüglich des Koordinatensystems K_{H_0} , damit ergibt sich die Bindungsgleichung:

$$f_1(\beta_k) = e^2 + 2ef \cos \beta_k + f^2 - d_l^2 = 0 \quad (3.9)$$

mit

$$\mathbf{d}_l^2 = \mathbf{p}_f^2 = p_x^2 + p_y^2 + p_z^2. \quad (3.10)$$

Diese Gleichung wird auf die Form

$$A \cos \beta_k + B \sin \beta_k + C = 0 \quad (3.11)$$

mit

$$A = 2ef, \quad (3.12a)$$

$$B = 0, \quad (3.12b)$$

$$C = e^2 + f^2 - d_l^2 \quad (3.12c)$$

gebracht. Gleichung (3.11) hat zwei Lösungen [16]:

$$\left. \begin{aligned} \cos \beta_k &= \frac{-AC - (-1)^i B \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A^2 + B^2} \\ \sin \beta_k &= \frac{-BC + (-1)^i A \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A^2 + B^2} \end{aligned} \right\} i = 1, 2. \quad (3.13)$$

Die beiden Lösungen repräsentieren zwei theoretische Konfigurationen des Unterschenkels, aber nur eine Konfiguration ist für das physikalische System realisierbar und die andere führt zur singulären Stellung des physikalischen Systems.

Nach der Berechnung des Kniewinkels β_k wird die Zylinderlänge p_4 der kinematischen Schleife K bestimmt. Die Gelenke, die den Zylinder p_4 mit dem Oberschenkel und dem Unterschenkel verbinden, werden als *charakteristisches Gelenk-Paar* gewählt (vgl. Abbildung 3.6), daher kann die Bindungsgleichung aus dem charakteristischen Bindungsparameter hergeleitet werden

$$f_2(p_4; \beta_k) = \mathbf{d}_u^2 - \mathbf{d}_l^2 = e_3^2 + h^2 - 2e_3h \cos(\beta_k + \frac{\pi}{4}) - p_4^2 = 0. \quad (3.14)$$

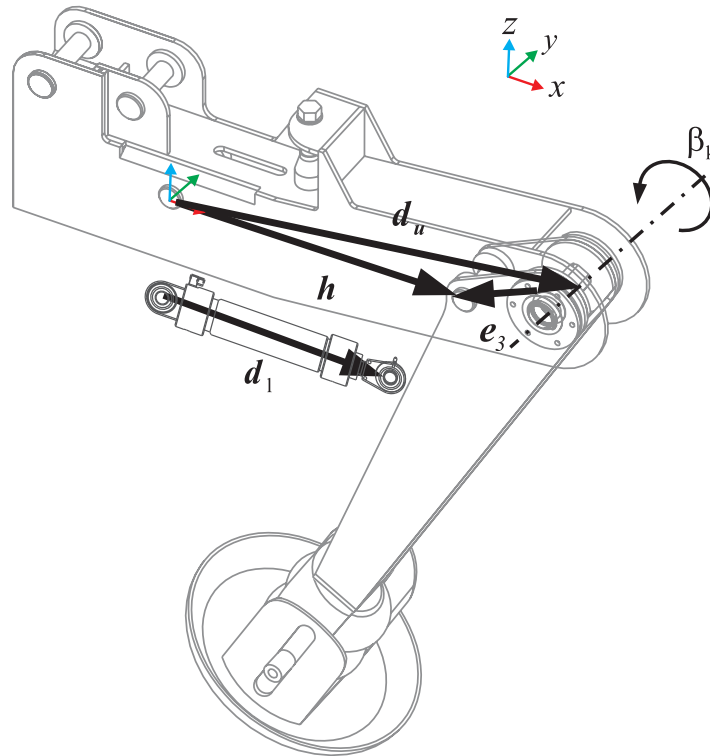


Abbildung 3.6: Kinematische Schleife K

Zur Bestimmung des ersten Hüftwinkels θ_1 muss der Abstandvektor des Koordinatensystems $K_{u_{p3}}$ bezüglich des Koordinatensystems am Fuß K_f gleich dem Ortsvektor des Koordinatensystems $K_{u_{p1}}$ bezüglich des Koordinatensystems K_f sein. Um die Bindungsgleichung zu erhalten, müssen die Messungen im unteren und oberen Segment ausgeführt werden. Dies entspricht

$$f_3(\theta_1; \theta_3, \beta_k) = \mathbf{g}_u - \mathbf{g}_l = -(\mathbf{e} + \mathbf{f}) \cdot \mathbf{e}_{y, K_{u_{p2}}} - \mathbf{d}_l \cdot \mathbf{e}_{y, K_{u_{p2}}} = 0. \quad (3.15)$$

Bei der Formulierung der Vektorabstände im unteren und oberen Segment kann die Bindungsgleichung aufgestellt werden

$$f_3(\theta_1; \theta_3, \beta_k) = -f \sin \theta_3 \sin \beta_k + p_x \sin \theta_1 - p_y \cos \theta_3 = 0. \quad (3.16)$$

Diese Gleichung hat die selbe Form wie Gleichung 3.11 mit

$$A = -p_y, \quad (3.17a)$$

$$B = p_x, \quad (3.17b)$$

$$C = -f \sin \theta_3 \sin \beta_k. \quad (3.17c)$$

Zur Bestimmung einer eindeutigen Lösung des dritten Freiheitsgrades des Hüftgelenks θ_2 wird das untere Segment um den Ortsvektor des Koordinatensystem $K_{u_{p2}}$ bezüglich des Fuß Koordinatensystems K_f reduziert. Da die Winkel im oberen Segment bereits bekannt sind, befindet sich im oberen Segment nur noch der Winkel θ_2 . Der charakteristische Gelenkparameter im oberen Segment wird somit zu zwei Ebenen durch die Koordinatensystemabstände und bei der Analyse der Einheitsvektoren des Koordinatensystems $K_{u_{p2}}$ bezüglich des Koordinatensystems $K_{u_{p3}}$ beschrieben zu [42],

$$\mathbf{g}_u^{(a)} = -(\mathbf{e} + \mathbf{f}) \cdot (\sin \theta_2 \mathbf{e}_{x, K_{u_{p3}}} + \cos \theta_2 \mathbf{e}_{z, K_{u_{p3}}}), \quad (3.18a)$$

$$\mathbf{g}_u^{(b)} = -(\mathbf{e} + \mathbf{f}) \cdot (\cos \theta_2 \mathbf{e}_{z, K_{u_{p3}}} - \sin \theta_2 \mathbf{e}_{x, K_{u_{p3}}}). \quad (3.18b)$$

Der Vektor $(\mathbf{e} + \mathbf{f})$ wird bezüglich des Koordinatensystems $K_{u_{p2}}$ beschrieben durch

$$\mathbf{e} + \mathbf{f} = - \begin{bmatrix} f \cos \beta_k + e \\ f \sin \theta_3 \sin \beta_k \\ -f \cos \theta_3 \sin \beta_k \end{bmatrix}, \quad (3.19)$$

und die Ortsvektoren im unteren Segment können geschrieben werden als

$$\mathbf{g}_l^{(a)} = \mathbf{d}_l \cdot \mathbf{e}_{z, Ku_{p3}} = p_z, \quad (3.20a)$$

$$\mathbf{g}_l^{(b)} = \mathbf{d}_l \cdot \mathbf{e}_{x, Ku_{p3}} = p_x \cos \theta_1 - p_y \sin \theta_1. \quad (3.20b)$$

Die zwei Bindungsgleichungen lauten dann

$$f_4^{(a)}(\theta_2; \theta_1, \theta_3, \beta_k) = -(-f \cos \beta_k + e) \sin \theta_2 + f \cos \theta_3 \sin \beta_k \cos \theta_2 - p_z = 0 \quad (3.21a)$$

$$\begin{aligned} f_4^{(b)}(\theta_2; \theta_1, \theta_3, \beta_k) &= (-f \cos \beta_k + e) \sin \theta_2 + f \cos \theta_3 \sin \beta_k \cos \theta_2 \\ &\quad - p_x \cos \theta_1 + p_y \sin \theta_1 = 0 \end{aligned} \quad (3.21b)$$

Diese Gleichungen können als

$$f_4^{(a)}(\theta_2; \theta_1, \theta_3, \beta_k) = A \cos \theta_2 + B \sin \theta_2 + C^{(a)} = 0 \quad (3.22a)$$

$$f_4^{(b)}(\theta_2; \theta_1, \theta_3, \beta_k) = -B \cos \theta_2 + A \sin \theta_2 + C^{(b)} = 0, \quad (3.22b)$$

mit den Koeffizienten

$$A = f \cos \theta_3 \sin \beta_k, \quad (3.23a)$$

$$B = -f \cos \beta_k + e, \quad (3.23b)$$

$$C^{(a)} = -p_z, \quad (3.23c)$$

$$C^{(b)} = -p_x \cos \theta_1 + p_y \sin \theta_1. \quad (3.23d)$$

formuliert werden [51]. Durch die Multiplikation der Gleichung (3.22a) mit A und der Gleichung (3.22b) mit B und dann durch Addition der ergebenden Gleichungen erhält man zwei Lösungen zur Bestimmung des Winkels θ_2

$$\sin \theta_2 = -\frac{BC^{(a)} - AC^{(b)}}{A^2 + B^2}, \quad (3.24a)$$

$$\cos \theta_2 = -\frac{BC^{(a)} + AC^{(b)}}{A^2 + B^2}. \quad (3.24b)$$

Bestimmung der Zylinderlänge p_1

Zur Bestimmung der Zylinderlänge p_1 müssen die Bindungsgleichungen der kinematischen Schleife T1 aufgelöst werden. Die Bindungsgleichungen ergeben sich durch Aufschneiden an den Gelenken S_3 und R_1 (vgl. Abbildung 3.7). Allerdings sind die Winkel bei Berechnung der charakteristischen Gelenkparameter noch nicht bekannt. Daher

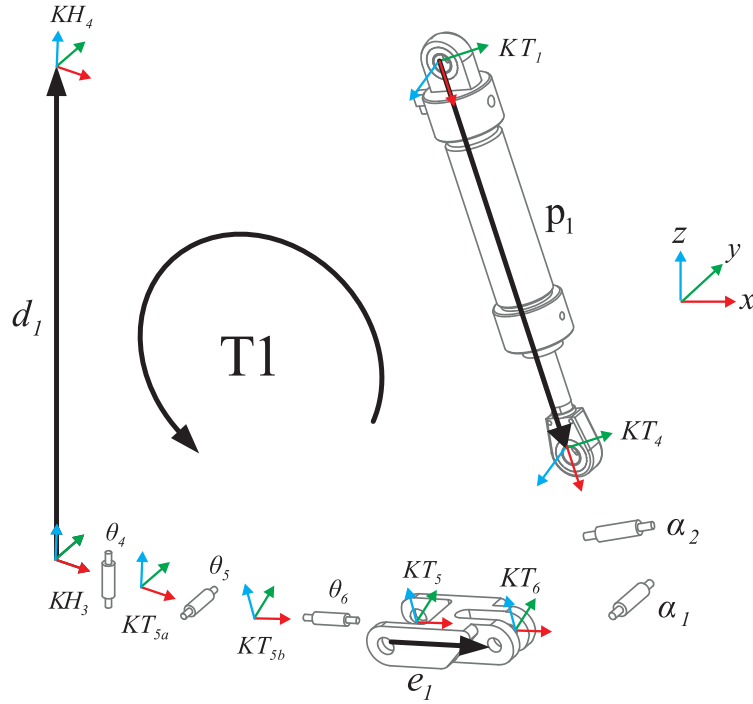


Abbildung 3.7: Kinematische Schleife T1

müssen diese Winkel durch die Auflösung der Bindungsgleichungen der kinematischen Schleife T2 berechnet werden. Da sich die kinematische Schleife T2 um die longitudinale Achse des Beines in eine Ebene dreht und diese Konstruktion zum gesperrten Winkel führt, sind die Reihenfolge der Freiheitsgrade des Hüftgelenks S_1 gleich der Reihenfolge im Gelenk S_2 (vgl. Abbildung 3.8). Damit lautet die Bindungsgleichung zur Berechnung θ_4

$$f_5(\theta_4; \theta_1) = \theta_4 - \theta_1 = 0. \quad (3.25)$$

Der Winkel θ_5 kann mit Hilfe der Auftrennung an den Gelenken R_1 und S_4 berechnet werden. Im oberen Segment ist der Abstandsvektor \mathbf{d}_u gleich dem Ortsvektor des Koordinatensystems $K_{u_{p4}}$ bezüglich des Koordinatensystems $K_{T_{5b}}$, welcher auch gleich dem Ortsvektor im unteren Segment des Koordinatensystems $K_{T_{7b}}$ bezüglich des Koordinatensystems $K_{T_{5b}}$ ist. Daher erhält man die Bindungsgleichung

$$f_6(\theta_5; \theta_2) = \mathbf{d}_u^2 - \mathbf{d}_l^2 = 0 \quad (3.26)$$

mit:

$$\mathbf{d}_u = \mathbf{a} - \mathbf{d}_2 - \mathbf{e}_1, \quad (3.27a)$$

$$\mathbf{d}_l = \mathbf{e}_2. \quad (3.27b)$$

Mit der Formulierung der Ortsvektoren (\mathbf{d}_u , \mathbf{d}_l) im unteren und oberen Segment ergibt sich die Bindungsgleichung:

$$f_6(\theta_5; \theta_2) = -2ae_1 \cos \theta_2 \cos \theta_5 - 2e_1 \sin \theta_5 (a \sin \theta_2 + d_2) + a^2 + d_2^2 - e_2^2 + 2ad_2 \sin \theta_2 = 0. \quad (3.28)$$

Diese Gleichung kann in die Form von Gleichung (3.11) mit den Koeffizienten

$$A = 2ae_1, \quad (3.29a)$$

$$B = -2e_1(a \sin \theta_2 + d_2), \quad (3.29b)$$

$$C = a^2 + d_2^2 - e_2^2 + 2ad_2 \sin \theta_2 \quad (3.29c)$$

gebracht werden. Zur Berechnung des komplementären Winkels α_3 lässt sich die kine-

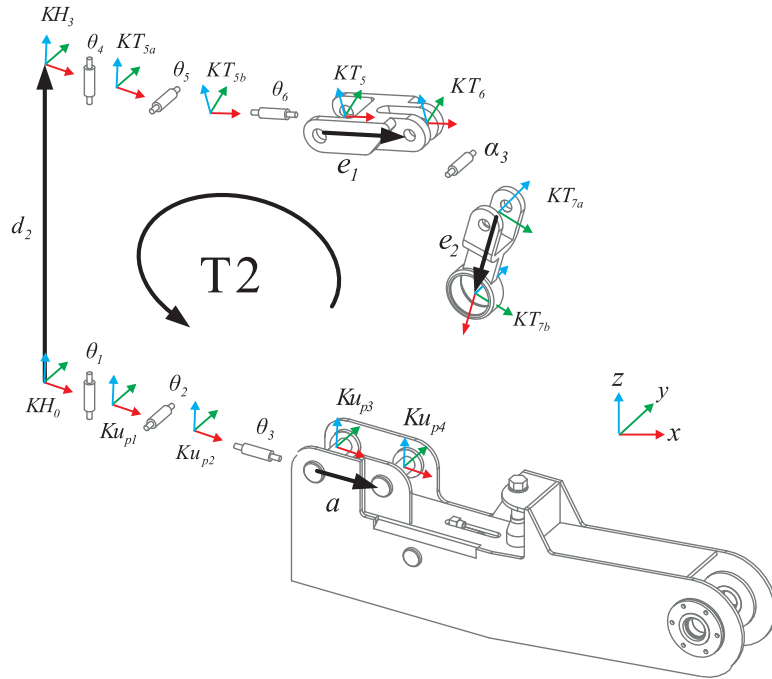


Abbildung 3.8: Kinematische Schleife T2

matische Schleife T2 an den Gelenken S_2 und S_4 auftrennen. Daraus ergibt sich die charakteristische Bindungsgleichung zu:

$$f_7(\alpha_3) = \mathbf{d}_u^2 - \mathbf{d}_l^2 = e_1^2 + e_2^2 - d_2^2 + 2e_1e_2 \cos \alpha_3 = 0, \quad (3.30)$$

mit den folgenden Koeffizienten

$$A = 2e_1e_2, \quad (3.31a)$$

$$B = 0, \quad (3.31b)$$

$$C = e_1^2 + e_2^2 - d_2^2. \quad (3.31c)$$

Alle Winkel zur Berechnung der Zylinderlänge P_1 sind also hiermit bekannt. Über die Messung der Ortsvektoren im oberen und unteren Segment erhält man die charakteristische Bindungsgleichung:

$$f_8(P_1; \theta_5) = P_1^2 - e_1^2 - d_1^2 + 2e_1d_1 \cos(\theta_5 + \frac{\pi}{2}) = 0. \quad (3.32)$$

Bestimmung der Zylinderlänge p_2

Durch Auftrennung an den Gelenken U_1 und S_5 lässt sich die Bindungsgleichung zur Bestimmung der Zylinderlänge p_2 bestimmen. Das untere Segment besteht aus dem Zylinder p_2 und das obere Segment aus dem um die Winkel θ_3 , θ_2 und θ_1 rotierenden Vektor \mathbf{b} und dem Vektor \mathbf{d}_3 (vgl. Abbildung 3.9).

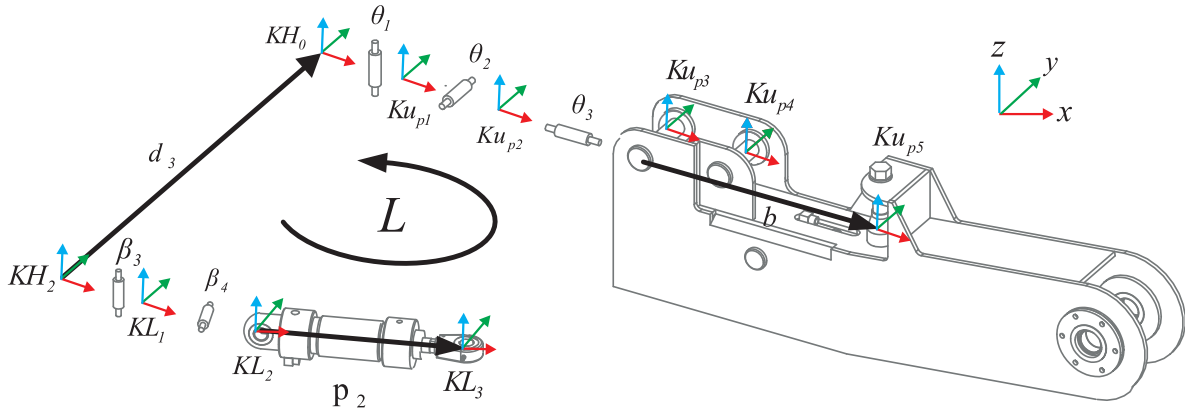


Abbildung 3.9: Kinematische Schleife L

Daher können die charakteristischen Bindungsparameter beschrieben werden durch

$$\mathbf{d}_u = \mathbf{b} + \mathbf{d}_3, \quad (3.33a)$$

$$\mathbf{d}_l = \mathbf{p}_2. \quad (3.33b)$$

Somit erhält man als charakteristische Bindungsgleichung

$$f_9(p_2; \theta_1, \theta_2) = b^2 + d_3^2 - p_2^2 - 2d_3b \sin \theta_1 \cos \theta_2 = 0. \quad (3.34)$$

Zur Berechnung des komplementären Winkels β_3 wird der Abstand des Gelenks S_5 zu einer Ebene gemessen. Als Flächennormalenvektor dieser Ebene wird der Einheitsvektor \mathbf{e}_{y,KL_1} des Koordinatensystems KL_1 gewählt (vgl. Abbildung 3.9). Die Messungen der Abstände lauten:

$$\mathbf{g}_u = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{e}_{y,KL_1}, \quad (3.35a)$$

$$\mathbf{g}_l = (\mathbf{d}_3 + \mathbf{b}) \cdot \mathbf{e}_{y,KL_1}. \quad (3.35b)$$

Die Auswertung des Skalarprodukts der Messung des oberen Segments im System KH_2 ergibt:

$$\mathbf{g}_u = (\mathbf{d}_3 + \mathbf{b}) \cdot (-\sin \beta_3 \mathbf{e}_{x,H_2} + \cos \beta_3 \mathbf{e}_{y,H_2}). \quad (3.36)$$

Daher erhält man die Bindungsgleichung zur Berechnung des komplementären Winkels β_3 :

$$f_{10}(\beta_3; p_2) = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{e}_{y,KL_1} + (\mathbf{d}_3 + \mathbf{b}) \cdot (-\sin \beta_3 \mathbf{e}_{x,H_2} + \cos \beta_3 \mathbf{e}_{y,H_2}) = 0. \quad (3.37)$$

Für Ermittlung des Winkels β_4 müssen zwei Messungen des Gelenks S_5 bezüglich des Koordinatensystems KL_2 ausgeführt werden, die nicht invariant gegenüber der Transformation der verbleibenden Gelenkvariablen sind. Daher befindet sich sowohl der Ortsvektor des oberen als auch der Ortsvektor im unteren Segment in zwei Ebenen, welche geschrieben werden können als

$$\mathbf{g}_u^a = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{e}_{z,KL_2}, \quad (3.38a)$$

$$\mathbf{g}_u^a = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{e}_{x,KL_2}, \quad (3.38b)$$

$$\mathbf{g}_l^a = (\mathbf{d}_3 + \mathbf{b}) \cdot \mathbf{e}_{z,KL_2}, \quad (3.38c)$$

$$\mathbf{g}_l^a = (\mathbf{d}_3 + \mathbf{b}) \cdot \mathbf{e}_{x,KL_2}. \quad (3.38d)$$

Durch die Darstellung des Einheitsvektors im unteren Segment bezüglich des Koordinatensystems KL_1 werden die Bindungsgleichungen beschrieben zu:

$$f_{11}^{(a)}(\beta_4; \beta_3, p_2) = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{e}_{z,KL_2} + (\mathbf{d}_3 + \mathbf{b}) \cdot (\sin \beta_4 \mathbf{e}_{x,KL_1} + \cos \beta_3 \mathbf{e}_{z,L_21}) = 0, \quad (3.39a)$$

$$f_{11}^{(b)}(\beta_4; \beta_3, p_2) = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{e}_{z,KL_2} + (\mathbf{d}_3 + \mathbf{b}) \cdot (\cos \beta_4 \mathbf{e}_{x,KL_1} - \sin \beta_3 \mathbf{e}_{z,L_21}) = 0. \quad (3.39b)$$

Bestimmung der Zylinderlänge p_3

Zur Bestimmung der Zylinderlänge p_3 werden die Gelenke U_2 und S_6 als charakteristische Gelenk-Paar gewählt. Dafür ist der Abstandsvektor im unteren Segment gleich

Geschwindigkeitsanalyse

Die Schubgelenkgeschwindigkeiten \dot{p}_i können entweder durch die direkte Zeitableitung der abhängigen Gelenkgröße p_i oder durch die Zeitableitung der Bindungsgleichung bestimmt werden. Bei der zeitlichen Ableitung der charakteristischen Bindungsgleichung ergibt sich die folgende Gleichung

$$\frac{d\mathbf{g}(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{q})}{dt} = \mathbf{J}_\beta \dot{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{J}_q \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (3.43)$$

mit den *Jacobi Matrizen*

$$\mathbf{J}_\beta = \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \boldsymbol{\beta}}, \quad (3.44a)$$

$$\mathbf{J}_q = \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{q}}. \quad (3.44b)$$

Dann ist die *Jacobi-Matrix* des Beines

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{L1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \mathbf{J}_{L2} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \mathbf{J}_{Ln_L} \end{bmatrix}, \text{ mit } i = 1, 2, \dots, n_L. \quad (3.45)$$

Die *Jacobi-Matrix* \mathbf{J}_β wird durch die Ableitung der Bindungsgleichungen nach der Gelenk Variablen gebildet. Die *Jacobi Matrix* \mathbf{J}_q hängt nur von den minimalen Koordinatensysteme (Fußkoordinaten) ab.

Beschleunigungsanalyse

Die Beschleunigungsgrößen der Gelenkvariablen können sowohl durch die deren zweimalige Zeitableitung als auch die zweimalige Zeitableitung der Bindungsgleichung bestimmt werden. Die zweimalige Zeitableitung der Bindungsgleichung wird beschrieben zu

$$\frac{d^2 \mathbf{g}(\boldsymbol{\beta}, \mathbf{q})}{dt^2} = \mathbf{J}_\beta \ddot{\boldsymbol{\beta}} + \dot{\mathbf{J}}_\beta \dot{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{J}_q \ddot{\mathbf{q}} + \dot{\mathbf{J}}_q \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0}. \quad (3.46)$$

Die Größen $\dot{\mathbf{J}}_\beta$ und $\dot{\mathbf{J}}_q$ werden aus der Zeitableitung der *Jacobi Matrizen* \mathbf{J}_β und \mathbf{J}_q ermittelt. Alle Größen der Gleichung (3.46) sind bereits bekannt.

3.1.2 Absolute Kinematik

Zur Untersuchung der Dynamik des Systems ist es notwendig, die Absolutkinematik jedes Körpers des Roboters aufzustellen. Die Berechnung der Absolutkinematik des Mehrkörpersystems ist unabhängig davon, ob das Bein in Schwing- oder Standphase ist. Hier werden die Zylinderlängen p_i als Eingänge des Systems betrachtet. Der Ausgang ist die Position des Fußes. Daher werden die Schubgelenkkoordinaten als minimale Koordinaten $\mathbf{q} = [p_1, p_2, p_3, p_4]$ gewählt. Abbildung 3.11 zeigt das Flussdiagramm für die explizite Lösung der absoluten Kinematik.

Die Lösung der kinematischen Schleifen T1, T2, S und L liefert schließlich die Hüftgelenkvariablen $(\theta_1, \theta_2, \theta_3)$. Daraus lässt sich der Kniewinkel der kinematischen Schleife K bestimmen. Nach der Bestimmung der Gelenkvariablen kann die Position der Füße durch die Lösung der kinematischen Schleife C mit Hilfe des *charakteristischen Gelenk-Paar* Verfahrens oder mit Hilfe des *Denavit-Hartenberg* Verfahrens berechnet werden. Die ausführliche Beschreibung der absoluten Kinematik des ALDURO-Beines befindet sich in [68].

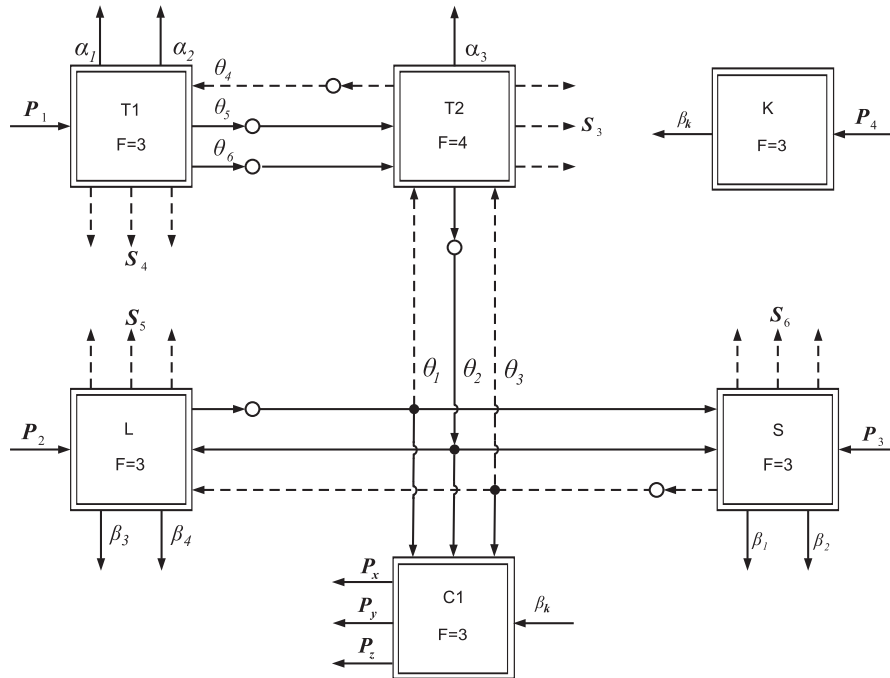


Abbildung 3.11: Kinematisches Netz der expliziten Flußlösung

3.2 Dynamik des ALDURO-Beines

Die Dynamik der Gehmaschine wird durch Aufstellen und Lösen ihrer Bewegungsgleichungen untersucht. Die numerische Lösung dieser Bewegungsgleichungen erfolgt mit Hilfe eines Rechners. Der Rechenaufwand ist abhängig von der Anzahl der beschreibenden minimalen Koordinaten und der Anzahl der Bindungsgleichungen [30]. Die Anzahl der Bewegungsgleichungen entspricht der Anzahl der verallgemeinerten Koordinaten. Die Bewegungsgleichungen des Beines, die das dynamische Verhalten beschreiben, können aus dem *Lagrangeschen* Prinzip hergeleitet werden und ergeben sich zu

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}). \quad (3.47)$$

In Gleichung (3.47) zeigen die $(f \times f)$ Massenmatrix \mathbf{M} , die Matrix $(f \times 1)$ der verallgemeinerten Kreiselkräfte \mathbf{g} sowie die Matrix $(f \times 1)$ die verallgemeinerten eingepprägten Kräfte \mathbf{Q} auf:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) = \sum_{i=1}^{n_B} [m_i \mathbf{J}_{T_i}^T \mathbf{J}_{T_i} + \mathbf{J}_{R_i}^T \boldsymbol{\Theta}_{S_i} \mathbf{J}_{R_i}], \quad (3.48a)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \sum_{i=1}^{n_B} [m_i \mathbf{J}_{T_i}^T \bar{\mathbf{a}}_{s_i} + \mathbf{J}_{R_i}^T \boldsymbol{\Theta}_{S_i} \bar{\boldsymbol{\alpha}}_i + \mathbf{J}_{R_i}^T \tilde{\boldsymbol{\omega}}_i \boldsymbol{\Theta}_{S_i} \boldsymbol{\omega}_i], \quad (3.48b)$$

$$\mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \sum_{i=1}^{n_B} [\mathbf{J}_{T_i}^T \mathbf{F}_i^e + \mathbf{J}_{R_i}^T \boldsymbol{\tau}_{S_i}^e]. \quad (3.48c)$$

Hier sind \mathbf{J}_{T_i} und \mathbf{J}_{R_i} *Jacobi-Matrizen* Translation und Rotation des Körpers, weiterhin sind $\bar{\boldsymbol{\alpha}}_i$ und $\bar{\mathbf{a}}_i$ die Ableitung der *Jacobi-Matrizen* sowie $\boldsymbol{\Theta}_{S_i}$ die Trägheitstensoren bezogen auf den Schwerpunkt der jeweiligen Körper.

Zur Berechnung der Bewegungsgleichung werden die Trägheitsparameter sowie die eingepprägten Kräfte als bekannt angenommen, dann müssen nur noch die *Jacobi-Matrizen* \mathbf{J}_{T_i} und \mathbf{J}_{R_i} und ihre Ableitungen noch bestimmt werden.

Die Berechnung der Kräfte im Mehrkörpersystem mit kinematischen Schleifen kann in zwei Schritte aufgeteilt werden. Im ersten Schritt werden die eingepprägten Kräfte \mathbf{F}^e und die Trägheitsmomente $\boldsymbol{\tau}^e$ in einem offenen Ersatzsystem berechnet, so dass sie auf die verallgemeinerten Kräfte $\hat{\mathbf{Q}}$ übertragen werden können. Im zweiten Schritt werden die Massen- und Gewichtskräfte mit Hilfe der charakteristischen Gelenkparameter, die sich aus der kinematischen Analyse ergeben, berechnet. Die Modellierungsumgebung MODELICA/DYMOLA nutzt ein ähnliches Prinzip bei der Berechnung einer Systemdynamik aus. Das Vorgehen der Berechnung der Schnittkräfte für das ALDURO-Bein wurde in [68] vorgestellt. Demnach berechnen sich die Schnittkräfte an den Kugelgelenken und

Drehgelenk R_1 , S_4 , S_5 und S_6 in dem Hüftmechanismus (vgl. Abbildung 3.12) zu

$$L_1: \mathbf{f}_1^*(\theta_4, \theta_5, \alpha_1, \alpha_2, p_1) = \mathbf{r}_{u_1}^* - \mathbf{r}_{l_1}^* = \mathbf{0}, \quad (3.49a)$$

$$L_2: \mathbf{f}_4^*(\theta_1, \theta_2, \theta_3, \beta_3, \theta_4, \theta_5, \alpha_3) = \mathbf{r}_{u_2}^* - \mathbf{r}_{l_2}^* = \mathbf{0}, \quad (3.49b)$$

$$L_3: \mathbf{f}_4^*(\theta_1, \theta_2, \theta_3, \beta_3, \beta_4, p_2) = \mathbf{r}_{u_3}^* - \mathbf{r}_{l_3}^* = \mathbf{0}, \quad (3.49c)$$

$$L_4: \mathbf{f}_4^*(\theta_1, \theta_2, \theta_3, \beta_1, \beta_2, p_3) = \mathbf{r}_{u_4}^* - \mathbf{r}_{l_4}^* = \mathbf{0}. \quad (3.49d)$$

Jeder Bindungsgleichung ist ein skalarer Kraftparameter λ zugeordnet. Diese Kraftparameter des Mehrkörpersystems werden um Vektor $\boldsymbol{\lambda}$ zusammengefasst. Damit erhält man die Schnittkräfte an den Schnittgelenken zu

$$\tilde{\mathbf{Q}}_\beta = \mathbf{J}_\beta^T \boldsymbol{\lambda} \quad (3.50)$$

Die Schnittkräfte $\tilde{\mathbf{Q}}_\beta$ müssen die Kräfte des offenen Ersatzssystems $\hat{\mathbf{Q}}_\beta$ kompensieren, und das führt zu

$$\mathbf{Q}_\beta = \tilde{\mathbf{Q}}_\beta + \hat{\mathbf{Q}}_\beta = \mathbf{0}. \quad (3.51)$$

Aus dieser Gleichung ergeben sich die Kraftparameter als

$$\boldsymbol{\lambda} = -\mathbf{J}_\beta^{-T} \hat{\mathbf{Q}}_\beta. \quad (3.52)$$

Nach der Bestimmung der Schnittkräfte an den geschnittenen Gelenken können daraus leicht die Kräfte an den Körpern ermittelt werden.

3.3 Realisierung des Beinmodells in Modelica/Dymola

MODELICA ist eine objektorientierte Modellierungssprache für technische und physikalische Systeme. Die Modellierung in MODELICA basiert auf der mathematischen Beschreibung des Systems in Form von differentialen und algebraischen Gleichungen (DAE). Die Objekte im Modell sind in MODELICA physikalisch verkoppelt und nicht über Signalverläufe wie in MATLAB/SIMULINK verbunden. Zum Beispiel wird ein Hydraulikzylinder mit dem Schubgelenk über einen sogenannten Flansch verknüpft, der die entsprechende Kraft überträgt. Dies bildet die reale physikalische Kopplung zwischen Kraft- oder Momentelementen und dem Arm oder dem Gelenk ab.

DYMOLA ist ein Simulator, der die objektorientierte Modellierungssprache MODELICA nutzt. Dabei ist die Modellbildung mit Hilfe der Elemente in den Bibliotheken einfach aufzubauen und das Modell darzustellen. Die Modellierung in DYMOLA ist

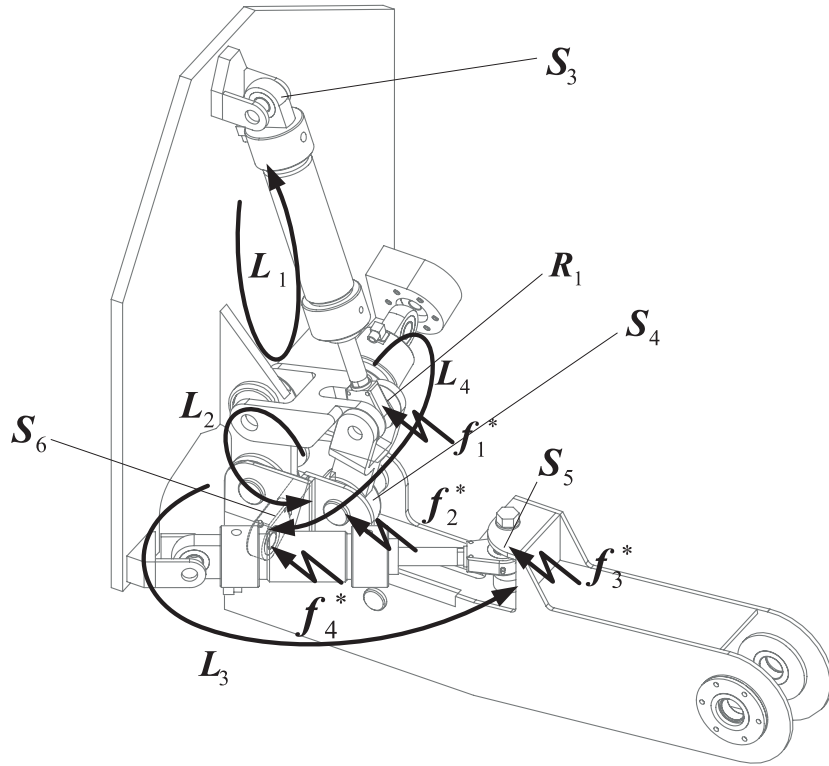


Abbildung 3.12: Schnittgelenke zur Kraftberechnung [68]

demzufolge für Entwickler anschaulich. Dabei erhält man das inverse Modell für Modellbasierte Regelung durch Austausch der Ein- und Ausgänge [101]. Zudem gibt es Möglichkeiten die Systemgleichungen zu vereinfachen und zu reduzieren, wie z. B. die Verwendung der Konfigurationsmontage-Bibliothek an den verschiedenen Gelenke, die keine Beschränkungen und keine potenzielle Zustände hat. Diese führt zu einer höheren Simulationsgeschwindigkeit.

Das Gesamtmodell in MODELICA wird durch sogenannte Objektdiagramme dargestellt. In Abbildung 3.13 wird das Objektdiagramm des erstellten Simulationsmodells von der inversen Kinematik des ALDURO-Beinprüfstands dargestellt. Das mechanische Teilmodell setzt sich aus den Gelenken und den Starrkörpern zusammen, die mathematisch beschrieben sind. Die Simulation jedes Mehrkörpersystems erfordert ein Inertialsystem sowie das Gravitationsfeld der Erde. Dies erfolgt in MODLICA durch Verknüpfung der Mechanik mit der Komponente *world*.

Das Objektdiagramm der Vorwärtskinematik des ALDURO-Beinprüfstands ist in Abbildung 3.14 dargestellt. Der Flansch auf dem Positionselement stellt die Schnittstellen dar, über welche die Kraft übertragen wird. Die Verbindung zwischen den Komponenten und den Teilmodellen ist ebenfalls durch graphische Verbindungslinien sichtbar. Die

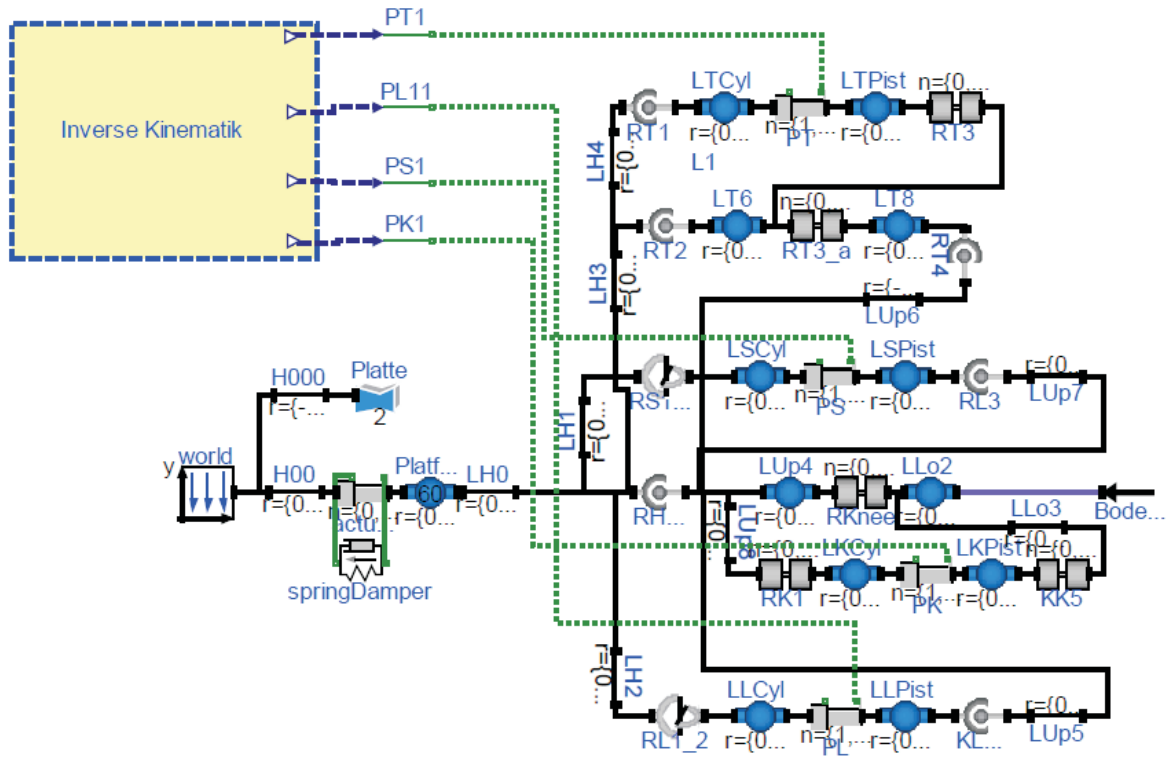


Abbildung 3.14: Objektdiagramm des Simulationsmodells der Vorwärtskinematik des Beinprüfsands

4 Physikalische und mathematische Modellbildung des hydraulischen Servosystems

In hydraulischen Servosystemen lassen sich große Kräfte bei niedrigem Gewicht im Vergleich mit elektrisch angetriebenen Systemen realisieren. Deshalb ist ihr Einsatz bei mobilen Robotern (z. B. ALDURO) sehr geeignet, obwohl die Eigendynamik eines hydraulischen Servosystems ungünstiger ist. Es muss das Gewicht des Roboters tragen und soll schnell auf die Eingabe des Reglers reagieren. Das hydraulische System beinhaltet oft mehrfach nichtlineare und hochfrequent schwingende Elemente, die schwierig zu modellieren sind. Die typischen Nichtlinearitäten in hydraulischen Systemen sind Reibung, asymmetrische Eigenschaften der Aktoren, Totzonen, Rückwirkung, Fluidodynamik, Kompressionsmodul, und Ölstromcharakteristik. Die hochfrequenten Schwingungen der hydraulischen Komponenten resultieren aus der Erwärmung und der Kompressibilität des Hydrauliköls. Der Kompressionsmodul und die Viskosität des Fluides sind unbekannt, da sie vom Luftgehalt und der Temperatur des Hydrauliköls abhängig sind. Die theoretischen Grundlagen über Hydraulikfluide sind in [5], [71] sowie [63] zu finden. Die physikalische und mathematische Beschreibung der Einzelkomponenten eines hydraulischen Servosystems werden von [112], [37] und [67] vorgestellt.

Die optimale Auslegung des Reglers und des Beobachters erfordert eine exakte mathematische Beschreibung der Dynamik des hydraulischen Systems.

In diesem Kapitel werden der Einfluss der Flüssigkeit (Kompressionsmodul, Viskosität) auf die Druckaufbaugleichung, die Bewegungsgleichung des Hydraulikfluides und die physikalische als auch die mathematische Beschreibung der Komponenten eines hydraulischen Systems vorgestellt. Abschließend werden die Simulationsergebnisse des hydraulischen Servosystems am ALDURO-Beinprüfstand präsentiert.

4.1 Physikalische Eigenschaften von Flüssigkeiten

Die Funktionsfähigkeit eines hydraulischen Systems ist von den Eigenschaften des Hydraulikfluides abhängig. Das Fluid kann als Körper veränderlicher Form in Abhängigkeit zu der auf ihn wirkenden Kraft betrachtet werden [37]. Das Fluid überträgt die Energie im Hydrauliksystem. Es hat zusätzlich verschiedene Nebenaufgaben z. B. Dämpfung, Korrosionsschutz, Reinigung und Wärmeabfuhr.

4.1.1 Viskosität

Die Viskosität des Fluides wird definiert als der innere Flusswiderstand. Die absolute Viskosität ist im Bezug der Kraft des Fluides zwischen zwei parallelen Fluidschichten mit dem Abstand d_y für eine bestimmte Geschwindigkeitsdifferenz zwischen diesen Schichten definiert. Die Viskosität des Fluides spielt eine wichtige Rolle bei der Auswahl des Hydrauliköls für die Applikationen, da weniger Energie für die Bewältigung der Reibkraft verbraucht wird, wenn das Fluid eine geringere Viskosität hat. Die geringere Viskosität des Fluides führt allerdings zur Erhöhung der Leckage.

Die Viskosität lässt sich in dynamische und kinematische Viskosität einteilen. Die Viskosität wird durch das *newtonsche* Gesetz definiert zu:

$$\tau = \frac{\text{Schubkraft}}{\text{Fläche}} = \eta \frac{dv_x}{d_y}, \quad (4.1)$$

mit der *dynamischen Viskosität* η .

Die kinematische Viskosität μ wird häufig in hydraulischen Systemen verwendet und durch das Verhältnis dynamischer Viskosität η und Fluidichte ρ bestimmt

$$\mu = \frac{\text{Dynamik Viskosität}}{\text{Fluidichte}} = \frac{\eta}{\rho}. \quad (4.2)$$

Die Temperatur des Hydrauliköls und die Viskosität sind entgegengesetzt, d. h. je höher die Temperatur ist, desto mehr nimmt die Viskosität ab. Die dynamische Viskosität des Hydrauliköls verändert sich abhängig von der Temperatur bei atmosphärischem Druck

$$\eta(\vartheta) = A \cdot e^{\frac{b}{c+\vartheta}}. \quad (4.3)$$

A , b sind fluidspezifische Konstanten und c ist die Konstante für Mineralöl $c = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Der Einfluss des Drucks auf die Viskosität des Hydrauliköls wird beschrieben durch

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha(p-p_{at})}. \quad (4.4)$$

Darin ist η_0 die dynamische Viskosität bei atmosphärischem Druck p_{at} und α der Viskosität-Druck-Koeffizient, welcher von der Fluidsorte und von der Temperatur abhängt. Dabei führt eine Erhöhung des Drucks zu zunehmender Viskosität. In geschlossenen hydraulischen Systemen kann die Viskosität auf 8%, bei einer festen Temperatur und einem Druck von 400 bar, verändert werden.

4.1.2 Dichte und Kompressionsmodul

Die Massendichte lässt sich als die Masse in einem Einheitsvolumen ($\rho = \frac{m}{V}$) definieren. Sie verändert sich in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Die Dichte ist umgekehrt proportional zu zunehmender Temperatur bei konstantem Druck. Sie kann als Funktion der Temperatur beschrieben werden durch:

$$\rho_{\vartheta} = \frac{\rho_0}{1 + \gamma(\vartheta - \vartheta_0)} \quad (4.5)$$

Darin sind ρ_0 die Fluidichte $[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$ bei Bezugsgröße $\vartheta_0 = 15^\circ\text{C}$ und γ der Wärmeausdehnungskoeffizient $[\frac{1}{\text{K}}]$, welcher aus dem veränderlichen Volumen ΔV bei veränderlicher Temperatur $\Delta\vartheta$ zu $\gamma = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta\vartheta}$ ermittelt wird. Das Verhalten des Fluides in Abhängigkeit vom Druck ist durch die folgende Beziehung zusammengefasst

$$\rho_p = \rho_{p_{at}} \frac{1}{1 - k_p(p - p_{at})}, \quad (4.6)$$

wobei p_{at} [Pa] gleich dem atmosphärischen Druck (1MPa) ist, und k_p der Kompressionsfaktor $[\frac{1}{\text{MPa}}]$. Der reziproke Wert von k_p ist der Kompressionsmodul $E = \frac{1}{k_p}$. Der Kompressionsfaktor k_p ist durch die Gleichung der Volumenausdehnung bei der Druckerhöhung nach $\Delta V = -k_p V_0 (p - p_{at})$ bestimmt. Die Abbildung (4.1) zeigt die Beziehung zwischen der Dichte des mineralischen Öls, dem Druck als auch der Temperatur. Die Werte der Dichte des Mineralöls liegen im Bereich von 0.86 bis 0.91 $[\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}]$.

Der Kompressionsmodul E ist ein Maß für die Steifigkeit des Fluides. Im Allgemeinen ist der Kompressionsmodul des Hydrauliköls sehr groß, aber die während der Arbeit des Hydrauliksystems eingebrachte Luft ist eine Ursache für die Verringerung der Steifigkeit. Der effektive Kompressionsmodul (Elastizitätsmodul in der Festigkeitslehre) des Öls setzt sich aus dem Kompressionsmodul des luftfreien Öls, dem Kompressionsmo-

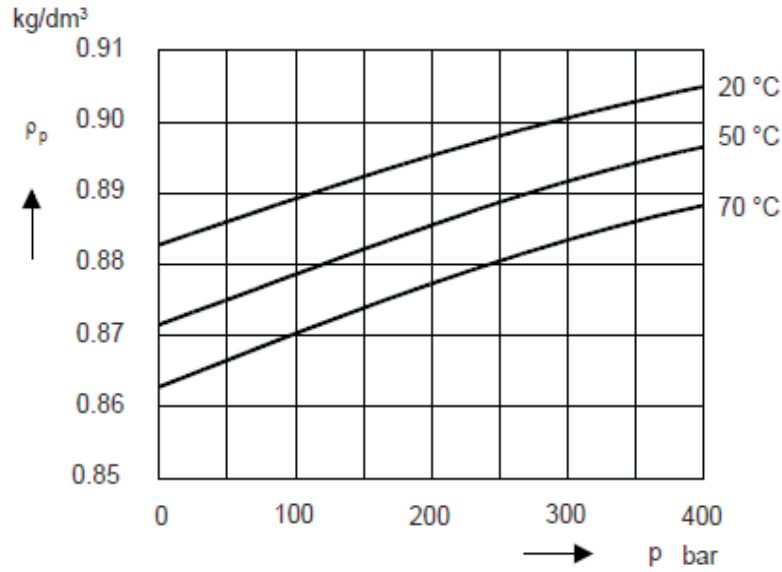


Abbildung 4.1: Dichte-Druck-Temperatur Verhalten von Mineralölen

dul des Öl-Luft-Gemisches und dem Kompressionsmodul des Speichers zusammen. Da sich die Charakteristik des Kompressionsmodules E' sehr stark verändert, führt das zur Änderung des dynamischen Verhaltens des hydraulischen Systems [110]. Die Eigenschaften des effektiven Kompressionsmoduls hängen von verschiedenen Einflussgrößen ab, wie z. B. Luftinhalte im Öl, Druck und Temperatur des Öls, Stabilität der Röhre und Berührungsbedingungen zwischen der Luft und dem Öl ab [38].

Die mathematische Beschreibung des effektiven Kompressionsmoduls erfolgt durch

$$E'_{isen}(p) = E_{isen} \frac{1 + r_v}{1 + \left(\frac{p_{at}}{p}\right)^{1/\kappa} r_v \left(\frac{E}{\kappa p}\right)} \quad (4.7a)$$

$$r_v \equiv \frac{V_{G0}}{V_{L0}} \quad (4.7b)$$

mit:

- E_{isen} isotropischer Kompressionsmodul des Öls ohne Luft,
- V_{G0} Volumen des Luft-Öl-Gemisches bei atmosphärischem Druck,
- V_{L0} Volumen des Öls bei atmosphärischem Druck,
- p_0 atmosphärischer Druck,
- κ isentropischer Exponent.

Die Auswirkungen des Elastizitätsmoduls des Luft-Öl-Misches treten hauptsächlich im niedrigen Druckbereich auf. Der Einfluss des Kompressionsmoduls des Anteils der Hydraulikleitung hängt von der Art und den Leitungsdimensionen ab. Dabei erhält man

diesen Anteil durch

$$E' = E \frac{1}{1 + \frac{E}{E_p} w} \quad (4.8)$$

mit dem Kompressionsmodul der Starrleitung E_p und dem Leitungsdimensionskoeffizienten w .

Die Abweichung des mittleren Ölkompansionsmoduls bei der elastischen aufgeweiteten Rohrleitung beträgt weniger als 3% des idealen Ölkompansionsmoduls der Starrleitungen. Deshalb kann diese Abweichung vernachlässigt werden. Hingegen ist die Abweichung bei der relativen, kurzen elastischen Leitung wesentlich größer, da die hydraulische Steifigkeit sich bis zum ca. 20% verringert [67].

Das Gesetz nach [56] für Berechnung des effektiven Ölkompansionsmoduls berücksichtigt alle oben erwähnten Einflussfaktoren. Der effektive Kompressionsmodul nach [56] wird beschrieben durch:

$$E'(p) = a_1 E_{max} \log \left[100 \left(a_2 \frac{p}{p_{max}} + a_3 \right) \right]. \quad (4.9)$$

Darin sind die Parameter $a_1 = 0,5$, $a_2 = 90$, $a_3 = 3$ und $E_{max} = 18000$ bar angenommen. Der Ölkompansionsmodul nach [32] lässt sich zu

$$E'(p) = E_{max} [1 - \exp(-0,4 - 2 \times 10^{-7} p)]. \quad (4.10)$$

mit dem Druck in [Pa] darstellen sowie nach [21] zu

$$E'(p) = \frac{1}{k_1 + k_2 (p/p_0)^\lambda} \quad (4.11)$$

mit den konstanten Parametern k_1 , k_2 und λ , die als Funktionen der Temperatur sind. Die Abbildung 4.2 zeigt den Vergleich des Kompressionsmoduls durch Berechnungen nach [56], [32] und [21].

4.1.3 Druckaufbau- und Bewegungsgleichung von Fluiden

Die Massendichte des Fluides im Hydraulikzylinder wird in einer guten Näherung als die Massenverteilung je Zeiteinheit definiert. Die in Volumen V enthaltene Masse des Fluides ergibt sich zu

$$m(t) = \rho(t)V(t). \quad (4.12)$$

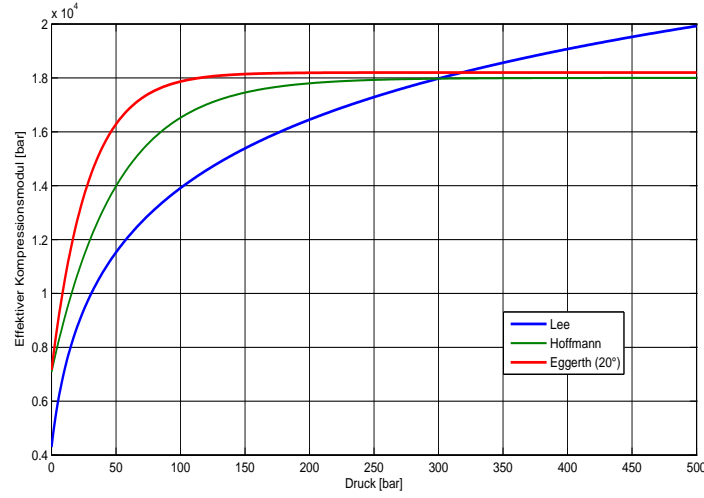


Abbildung 4.2: Vergleich der verschiedenen Formulierungen des Kompressionsmodules

Das Volumen $V(t)$ wird beschrieben durch:

$$V(t) = V_0 + A x(t) \quad (4.13)$$

mit der Kolbenfläche A und der Kolbenposition $x(t)$. Durch die zeitliche Ableitung der Gleichung (4.12) erhält man:

$$\dot{m}(t) = \dot{\rho}(t) V(t) + \rho(t) A \dot{x}(t). \quad (4.14)$$

Daraus ergibt sich die einströmende Masse im Zylinder aus der Summe des Produkts der Geschwindigkeit v_P des Fluides durch den Zylinderanschluss mit der Änderung der Fläche A_p und der Dichte ρ , und der Multiplikation der Gehäusefläche des Zylinders A_L und Geschwindigkeit des Stromes v_L in der Nähe dieser Fläche

$$\dot{m}(t) = \rho \int_{A_P} v_P dA + \rho \int_{A_L} v_L dA. \quad (4.15)$$

Aus Gleichung (4.15) kann der Massenstrom bei Annahme einer gleichen Dichte $\rho(t)$ des Fluides im ganzen Volumen durch den Volumenstrom Q in der Form

$$\dot{m}(t) = \rho(t) \left(\sum Q_{in}(t) - \sum Q_{out}(t) \right) \quad (4.16)$$

dargestellt werden. Durch Einsetzen der Gleichung (4.16) in die Gleichung (4.14) erhält man

$$\rho(t) \left(\sum Q_{in}(t) - \sum Q_{out}(t) \right) = \dot{\rho}(t) V(t) + \rho(t) A \dot{x}(t) \quad (4.17)$$

also die gewöhnliche Differentialgleichung für die Dichte $\rho(t)$. Der Zusammenhang zwischen der Hydraulikflüssigkeitsdichte $\rho(t)$ und dem Druck p wird nach Vernachlässigung des Einflusses der Temperatur durch

$$\dot{\rho}(t) = \frac{\rho}{E'(p)} \dot{p} \quad (4.18)$$

dargestellt. Durch Einsetzen dieser Gleichung in die Gleichung (4.17) erhält man die Druckaufbaugleichung

$$\dot{p} = \frac{E'}{V(x)} \left(\sum Q_{in} - \sum Q_{out} \right). \quad (4.19)$$

Die Bewegungsgleichung des Fluides in der Rohrleitung mit den unterschiedlichen Querschnitten A_1 und A_2 wird beschrieben durch

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f(v) - m a = 0 \quad (4.20)$$

mit den Drucken p_1 und p_2 in den Querschnitten A_1 und A_2 , der Reibkraft $F_f(v)$ als Funktion von Geschwindigkeit v und Beschleunigung a des Fluides.

Diese Gleichung folgt aus der *Bernolli* Gleichung

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (4.21)$$

nach Vernachlässigung der Reibung und der Kompressibilität.

Die Durchflussgleichung durch eine Blende mit dem Querschnitt A resultiert aus der Druckaufbaugleichung und der *Bernolli* Gleichung

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}. \quad (4.22)$$

mit dem Abflusskoeffizient C_d .

Es wurde davon ausgegangen, dass die in hydraulischem System verwendeten Blenden scharfkantig sind.

4.2 Mathematische Modellbildung des hydraulischen Servosystems

Die physikalische und mathematische Analyse eines Systems gibt mehr Informationen über dieses System. Dies hilft bei der Erzielung hoher Genauigkeit bei der Auslegung

der Regelung des Systems.

Die Hauptbauteile eines hydraulischen Servosystems sind die Pumpe, die Servoventile, der Motor und die Sensoren. Die hydraulischen Komponenten sind so anzuordnen, dass die hydraulische Energie in mechanische Energie umgewandelt wird. Abbildung (4.3) zeigt ein Beispiel für ein hydraulisches Servosystem.

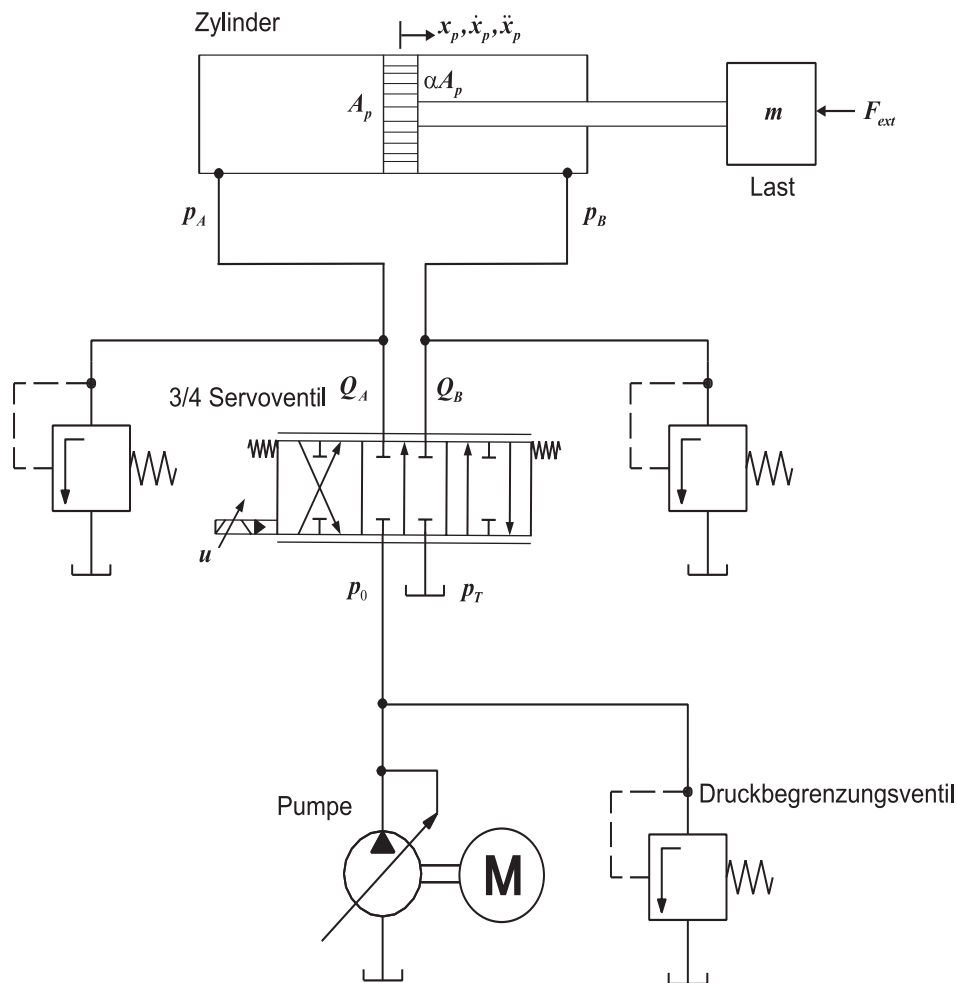


Abbildung 4.3: Wesentliche hydraulische Komponenten eines Servosystems

Zur Verringerung des Modellierungsaufwands dieses Systems lässt es sich in Subsysteme unterteilen:

- Versorgungssystem: Dieses Subsystem besteht aus der Pumpe, die in den meisten Mobilhydraulikapplikationen als konstante Druckversorgung p_0 angenommen werden kann, dem rotatorischen Motor, sowie dem Behälter, zu dem der Strom des Hydrauliköls mit einem geringen Druck p_T von den Aktoren durch Ventile zurückkommt.

- Rohrleitungen-Subsystem: Wenn die Rohrleitungen zwischen der Pumpe und den Servoventilen als auch zwischen den Servoventilen und den Aktoren kurz sind, wird das Modell dieses Subsystems vernachlässigt [37]. Hingegen müssen verschiedene Parameter bei der Modellierung der Rohrleitungen, wie z. B. die Dämpfung und die Reibung berücksichtigt werden, wenn sie zwischen dem Versorgungssystem und den Aktoren sehr lang sind [99], [52].
- Servoventile: Das Servoventil setzt das Eingangssignal u (Spannung/Strom) durch die Änderung der Blendenfläche in die Ströme (Q_A, Q_B) zum/vom Zylinder in Abhängigkeit der Zylinderdrucke (p_A, p_B) um.
- Hydraulische Antriebe mit Last: Die Änderung der Strömung Q_A und Q_B in den beiden Zylinderkammern A und B , und der externen Kraft F_{ext} führt zur Variation der Drucke p_A und p_B , und der Kolbenposition und -geschwindigkeit x_p, \dot{x}_p .

4.2.1 Pumpe

Die Pumpe versorgt das System mit dem erforderlichen Betriebsdruck und Volumenstrom, so dass sie die mechanische Energie in hydraulische Energie umwandeln kann. Die mechanische Energie wird in diesem Fall von einem Verbrennungsmotor erzeugt.

In der Mobilhydraulik wird oft eine Verstellpumpe eingesetzt, um die Leistung des Verbrennungsmotors auszunutzen und seine Verluste zu minimieren. In ALDURO wurde eine verstellbare Axialkolbenpumpe verwendet. Der geförderte Volumenstrom kann über eine Verstellung des Winkels zwischen Schrägscheibe und Kolbenachse eingestellt werden. Die Modellierung des geförderten Druckes lässt sich mit Hilfe der Differentialgleichung erster Ordnung nach [5] und [71] beschreiben zu

$$\dot{p} = \frac{1}{C_H} \sum Q = \frac{E'}{V_0} [Q_p - Q_v - Q_D] \quad (4.23)$$

mit den Parametern:

- C_H hydraulische Kapazität,
- V_0 Ölvolumen der Pumpe und der Rohrleitung zwischen Pumpe und Servoventil,
- Q_p Ölförderstrom der Versorgungspumpe,
- Q_v Summe der Volumenströme des angeschlossenen Verbrauchers (Servoventile),
- Q_D Volumenstrom, der durch das Druckbegrenzungsventil abfließt.

4.2.2 Druckbegrenzungsventil

Das Druckbegrenzungsventil (DBV) ist ein Sicherheitsventil, um eine Überschreitung des maximal zulässigen Pumpdrucks zu vermeiden. Die angebrachten Druckbegrenzungsventile an den beiden Zylinderkammern schützen den Zylinder gegen Überdruck durch Beibehaltung des Drucks auf einem vorgegebenen festgestellten Wert. Dadurch kann der eingestellte Druck bei größeren Volumenstromschwankungen nahezu konstant gehalten werden. Dieses Ventil kann als federbelastetes Ventil betrachtet werden. Der Ölvolumenstrom durch das Druckbegrenzungsventil wird nach Vernachlässigung seiner Eigendynamik in Abhängigkeit von der Druckdifferenz am Ventil beschrieben zu

$$Q = \begin{cases} B \frac{A (p_1 - p_{max})}{c_f} \sqrt{p_1 - p_2} \\ 0 \end{cases} \quad (4.24)$$

mit:

| | |
|-----------|-----------------------------|
| B | Druckflussbeiwert, |
| $p_{1,2}$ | Druck vor und hinter DBV, |
| p_{max} | einstellbarer Maximaldruck, |
| A | Kolbenfläche, |
| c_f | Federkonstante. |

4.2.3 Servoventil

Das Servoventil ist ein Wegeventil mit einem elektromagnetischen Motor, der einen Kolben steuert. Die Änderung des elektrischen Eingangs des Steuermotors führt zur Veränderung des Volumenstroms. Der Volumenstrom ist jedoch proportional zur Eingangsgröße. Bei Umkehrung der Spannung oder des Stroms an den Permanentmagneten des Steuermotors wird der Volumenstrom in andere Wege geleitet. Wegen der Begrenzung der Leistungsverstärkung eines einstufigen Servoventils sind die meisten Servoventile mit der zweistufigen oder dreistufigen hydraulischen Verstärkung ausgestaltet. Abbildung (4.4) zeigt das Aufbauprinzip des zweistufigen Servoventils.

Das Servoventil ist ein typisches Beispiel einer mechatronischen Komponente, da hier Mechanik, Elektronik, Fluidtechnik und oft Informatik in Form von digitalen Regelungen, komplex zusammenwirken.

Das Modell des Servoventils lässt sich in die drei Teilmodelle: Steuermotor, Mechanik und Hydraulik aufteilen. Diese Teilmodelle sind in Abbildung (4.5) mit der Berücksichtigung der äußeren Einflüsse dargestellt.

Die einzelnen Teilsysteme sind nicht rückwirkungsfrei. Die sich ergebende Strömung des hydraulischen Teilsystems wirkt auf das mechanische Teilsystem als Störkraft. Die im Magnetfeld bewegte Masse (Ventilschieber) verursacht eine Änderung der induzierten Gegenspannung in der Wicklung des Magneten. Ausführliche Beschreibung von Stetigventilen wird in [53], [67] und [18] enthalten.

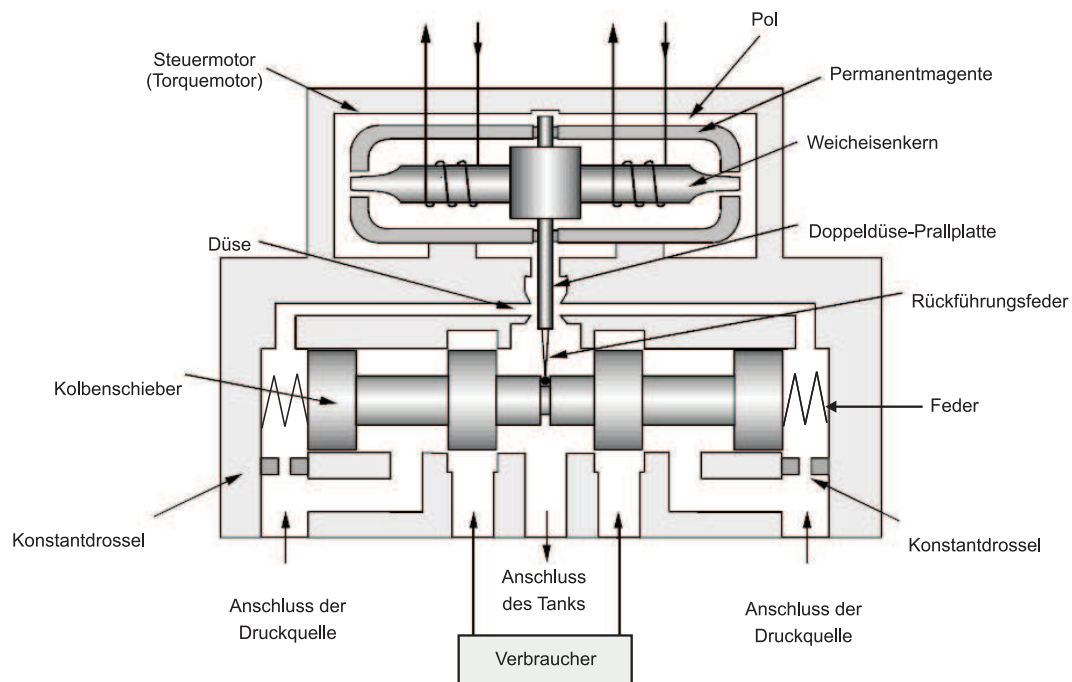


Abbildung 4.4: Aufbau eines zweistufigen elektrohydraulischen Servoventils mit Federrückstellung nach [33]

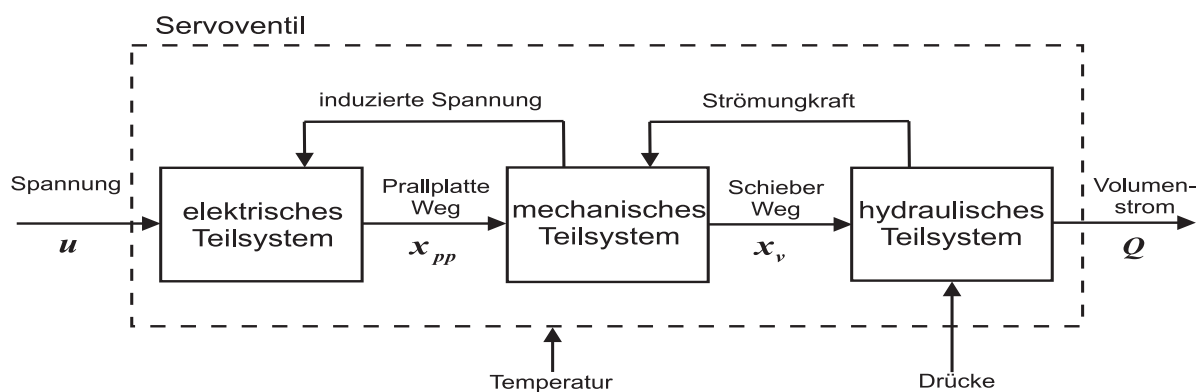


Abbildung 4.5: Subsysteme des Servoventils

Modell des Steuermotors

Der Eingang des Steuermotors ist die Spannung u und sein Ausgang die Prallplattenauslenkung x_{pp} . Das Modell des elektrischen Anteils des Steuermotors kann durch ein PT1-Glied nachgebildet werden

$$\frac{u(s)}{x_{pp}(s)} = \frac{K_{TM}}{R + L s} \quad (4.25)$$

mit:

$$K_{TM} = \frac{x_{pp}}{i} \quad \text{Verstärkungsfaktor,}$$

$$R, L \quad \text{Widerstand und Induktivität des Motors.}$$

Der Steuermotor wird in [62] detailliert beschrieben.

Modell der Dynamik

Die Bewegungsgleichung des Ventilkolbens kann näherungsweise als PT2-Glied beschrieben werden. Daher ist die Übertragungsfunktion der Ventildynamik im Zeitbereich

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{x}_v^* + \frac{2D_v}{\omega_v} \dot{x}_v^* + x_v^* + f_{hs} \text{sign}(\dot{x}_v^*) = K_{TM} i_v^* \quad (4.26)$$

mit:

$$\omega_v \quad \text{Eigenfrequenz des Ventils,}$$

$$D_v \quad \text{Dämpfungsfaktor,}$$

$$x_v^* \quad \text{normierte Position des Ventilkolbens,}$$

$$\dot{x}_v^* \quad \text{normierte Geschwindigkeit des Ventilkolbens,}$$

$$\ddot{x}_v^* \quad \text{normierte Beschleunigung des Ventilkolbens,}$$

$$f_{hs} \quad \text{Ventilshysterese,}$$

$$i_v^* \quad \text{normierte Strom.}$$

Die Eigenfrequenz ω_v wird mit Hilfe des Bode-Diagrammes des Ventils bei dem Schnittpunkt mit den Kennwerten 3 dB und 90° -Frequenz bestimmt (vgl. Abbildung 4.6). Aus dem Knickpunkt der Skelettkurve geht der Zusammenhang zwischen der Eigenfrequenz ω_v und der 90° -Frequenz ($f_{90} = \frac{\omega_v}{2\pi}$) bei proportionalem Verhalten mit einer Verzögerung 2. Ordnung hervor. Die Dämpfung ergibt sich aus der Berechnung der Differenz zwischen der Amplitude am Knickpunkt und der Amplitude an -3 dB

$$M_r = |G(j\omega)|_{max} = \frac{1}{2D_v \sqrt{1 - D_v^2}} \quad (4.27)$$

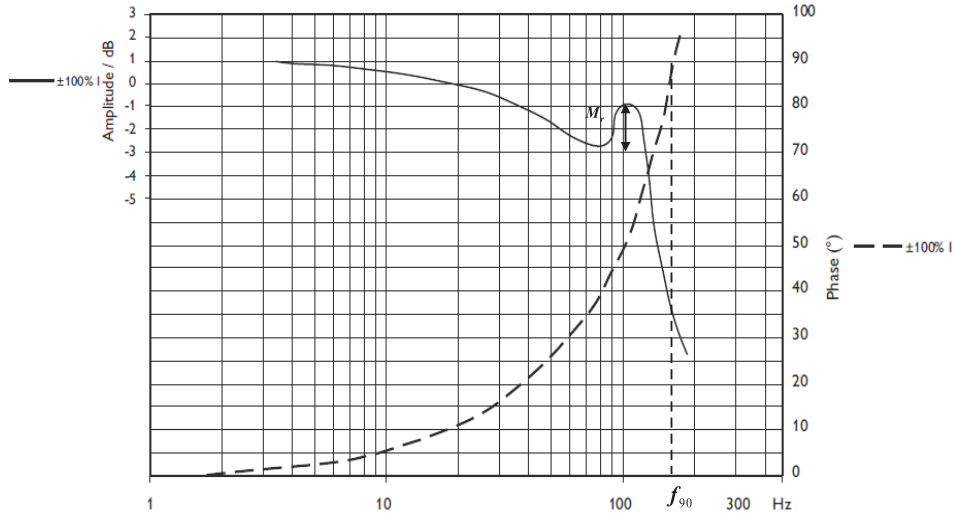


Abbildung 4.6: Bode-Diagramm der verwendeten Servoventile von Schneider Kreuznach.

Modell der Hydraulik

Der Durchfluss im Ventil kann als Funktion des Druckabfalls p_L und der Position des Schiebers x_v ausgedrückt werden zu

$$Q = Q(x_v, p_L) = c_v x_v \sqrt{|p_L|} \text{sign}(p_L). \quad (4.28)$$

Der Durchflusskoeffizient c_v ergibt sich aus

$$c_v = \frac{Q_N}{\sqrt{p_{N,L}/2}} \frac{1}{x_{v,max}} \quad (4.29)$$

mit:

- Q_N Nennendurchfluss,
- $p_{N,L}$ Nennendruckabfall,
- $x_{v,max}$ maximaler Schieberabstand.

Der Durchfluß an den blendenförmigen Querschnitten des 4/3-Servoventils (vgl. Abbildung 4.7) wird beschrieben durch

$$Q_A = Q_1 - Q_2 = c_{v1} s_g(x_v) \text{sign}(p_0 - p_A) \sqrt{|p_0 - p_A|} - c_{v2} s_g(-x_v) \text{sign}(p_A - p_T) \sqrt{|p_A - p_T|}, \quad (4.30a)$$

$$Q_B = Q_3 - Q_4 = c_{v3} s_g(-x_v) \text{sign}(p_0 - p_B) \sqrt{|p_0 - p_B|} - c_{v4} s_g(x_v) \text{sign}(p_B - p_T) \sqrt{|p_B - p_T|} \quad (4.30b)$$

mit:

| | |
|-------------------------|--------------------------|
| c_{v1}, \dots, c_{v4} | Durchflusskoeffizienten, |
| p_0 | Versorgungsdruck, |
| p_T | Tankdruck, |
| p_A | Druck am Anschluss A, |
| p_B | Druck am Anschluss B. |

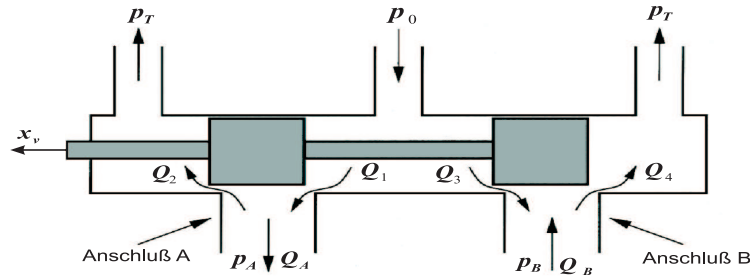


Abbildung 4.7: Hauptstufe eines 4/3 Servoventils

Die Funktion sg wird definiert durch

$$sg(x) = \begin{cases} x & \text{für } x \geq 0 \\ 0 & \text{für } x < 0. \end{cases} \quad (4.31)$$

Die Funktionen $sign$ und $|x|$ lassen sich mit einer guten Näherung durch

$$sign(x) \approx \frac{2}{\pi} \arctan(\gamma x) \quad \text{und} \quad (4.32)$$

$$|x| \approx \frac{2}{\pi} x \arctan(\gamma x) \quad (4.33)$$

mit dem Näherungsparameter γ ersetzen. Eine ausführliche Beschreibung der Durchflussgleichungen des Überdeckungs- und Unterdeckungsventils findet sich in [37].

4.2.4 Linearmotor

Der Hydraulikzylinder wandelt die hydraulische Energie in mechanische Energie in Form einer translatorischen Bewegung um. Daher kann man ihn als Linearmotor bezeichnen. Hydraulikzylinder finden sich in den drei Formen einfachwirkender Zylinder, zweifachwirkender Zylinder (Gleichgang- bzw. Differentialzylinder) und Teleskopzylinder. In ALDURO wurden Differentialzylinder (Abbildung 4.8) verwendet. Die unterschiedlichen

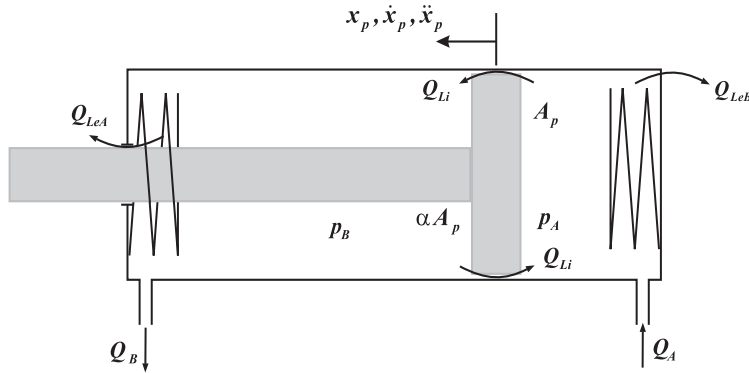


Abbildung 4.8: Struktur des Differentialzylinders

Kolbenflächen führen zu asymmetrischen Volumenströmen in den beiden Kammern. Daraus folgen unterschiedliche Kräfte und Geschwindigkeiten.

Druck in den Zylinderkammern

Der Druck des Hydrauliköls in den Zylinderkammern dient zur Änderung der Kolbenposition. Diese Funktion kann durch die Druckaufbaugleichung (4.19), die die Flüssigkeitsmasse im Zylinder beschreibt, definiert werden. Daher sind die Drücke in beiden Zylinderkammern beschrieben als

$$\dot{p}_A = \frac{E'_A(p_A)}{V_A(x_p)} (Q_A - A_p \dot{x}_p + Q_{Li} - Q_{LeA}) \quad (4.34a)$$

$$\dot{p}_B = \frac{E'_B(p_B)}{V_B(x_p)} (Q_B + \alpha A_p \dot{x}_p - Q_{Li} - Q_{LeB}) \quad (4.34b)$$

mit:

- Q_{Li} innerer Leckölstrom,
- Q_{LeA} äußerer Leckölstrom von Kammer A,
- Q_{LeB} äußerer Leckölstrom von Kammer B,
- $\alpha = \frac{A_B}{A_A}$ Verhältnissfläche der Kolbenflächen.

Der innere Leckölstrom kann ermittelt werden durch

$$Q_{Li} = C_{Li}(p_B - p_A), \quad (4.35)$$

wobei C_{Li} der innere Leckölstromkoeffizient ist. Die äußeren Leckölströme werden üblicherweise vernachlässigt.

Dynamik der Kolbenbewegung

Die Bilanzierung der an der Kolbenstange angreifenden Kräfte erfolgt durch das zweite Newtonsche Gesetz

$$m\ddot{x}_p = (p_A - \alpha p_B)A_p - F_f(\dot{x}_p) - F_{ext}. \quad (4.36)$$

Die gesamte Masse m besteht aus der Kolbenmasse m_p und der hydraulischen Fluidmasse in beiden Zylinderkammern $m_{A,fl}$ und $m_{B,fl}$

$$m = m_p + m_{A,fl} + m_{B,fl}. \quad (4.37)$$

Die hydraulischen Fluidmassen in beiden Zylinderkammern $m_{A,fl}$ und $m_{B,fl}$ werden berechnet zu

$$m_{A,fl} = \rho [V_{po,A} + (x_0 + x_p)A_p], \quad (4.38a)$$

$$m_{B,fl} = \rho [V_{po,B} + (x_0 - x_p)\alpha A_p]. \quad (4.38b)$$

mit:

- ρ Fluiddichte,
- $V_{po,A,B}$ Fluidvolumen in den Leitungen an den Anschlüssen A und B ,
- x_0 Anfangsposition des Kolbens,
- x_p Kolbenposition.

Die Reibkräfte innerhalb des Zylinders ergeben sich aus der *Stribeck* Kurve. Diese Kräfte bestehen aus der Reibungsströmung F_v , der Coulomb Reibung F_c und der statischen Reibung F_s . Die gesamte Reibkraft kann beschrieben werden als

$$\begin{aligned} F_f(\dot{x}_p) &= F_v(\dot{x}_p) + F_c(\dot{x}_p) + F_s(\dot{x}_p) \\ &= \sigma \dot{x}_p + \text{sign}(\dot{x}_p) \left[F_{c0} + F_{s0} \exp\left(-\frac{|\dot{x}_p|}{c_s}\right) \right], \end{aligned} \quad (4.39)$$

mit:

- σ viskoser Reibungskoeffizient,
- F_{c0} coulomb'scher Reibungskoeffizient,
- F_{s0}, C_s statische Reibungskoeffizienten.

Diese Koeffizienten werden durch die Ausführung von mehr als 50 Versuchen ohne Last unter gleichen Arbeitsbedingungen bestimmt, wenn die *Stribeck* Kurve nicht vom Hersteller des Zylinders angegeben ist.

4.3 Nichtlineare Zustandsgleichungen des hydraulischen Servosystems

Die Zustandsgrößen des hydraulischen Servosystems in Abbildung (4.3) werden beschrieben durch

$$\mathbf{x} = [x_1, \dots, x_6]^T := [x_p, \dot{x}_p, p_A, p_B, x_v, \dot{x}_v]^T, \quad (4.40)$$

mit:

- x_p, \dot{x}_p Position und Geschwindigkeit des Zylinderkolbens,
- p_A, p_B Drücke in den Zylinderkammern A und B ,
- x_v, \dot{x}_v Position und Geschwindigkeit des Ventilkolbens.

Die Eingänge des hydraulischen Servosystems sind die Ansteuerungsspannung u und die unbekannte Kraft F_{un} , die aus der externen Kraft und den Reibkräften besteht. Die Zustandsgleichungen des hydraulischen Servosystems können beschrieben werden durch

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad (4.41a)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m(x_1)} [(x_3 - \alpha x_4)A_p - F_{un}], \quad (4.41b)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{E'_A(x_3)}{V_A(x_1)} [Q_A(x_3, x_5) - A_p x_2 + Q_{Li}(x_3, x_4)], \quad (4.41c)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{E'_B(x_4)}{V_B(x_1)} [Q_B(x_4, x_5) + \alpha A_p x_2 - Q_{Li}(x_3, x_4)], \quad (4.41d)$$

$$\dot{x}_5 = x_6, \quad (4.41e)$$

$$\dot{x}_6 = \omega_v^2 \left[u - \frac{2D_v}{\omega_v} x_6 - x_5 \right]. \quad (4.41f)$$

Die Gesamtmasse ist dargestellt als

$$m_t(x_1) = m_p + \rho [V_{LA} + (x_{10} + x_1)A_p] + \rho [V_{LB} + (x_{10} - x_1)\alpha A_p]. \quad (4.42)$$

Die effektiven Ölkompansionsmodule in den beiden Zylinderkammern E'_A und E'_B werden nach Lee (1977) (Gleichung 4.9) berechnet zu

$$E'_A(x_3) = a_1 E_{max} \log \left[100 \left(a_2 \frac{x_3}{p_{max}} - a_3 \right) \right], \quad (4.43a)$$

$$E'_B(x_4) = a_1 E_{max} \log \left[100 \left(a_2 \frac{x_4}{p_{max}} - a_3 \right) \right]. \quad (4.43b)$$

Die Volumenänderungen im Zylinder werden beschrieben durch

$$V_A(x_1) = V_{po,A} + (x_{10} + x_1)A_p, \quad (4.44a)$$

$$V_B(x_1) = V_{po,B} + (x_{10} - x_1)\alpha A_p. \quad (4.44b)$$

Die Volumenströme werden durch (4.30) nach dem Ersetzen der Funktion *sign* von Gleichung (4.32) und $|x|$ von Gleichung (4.33) ermittelt zu

$$Q_A = c_{v1}sg(x_5)\frac{2}{\pi}\arctan(\gamma(p_0 - x_3))\sqrt{\frac{2}{\pi}(p_0 - x_3)\arctan(\gamma(p_0 - x_3))} \\ - c_{v2}sg(-x_5)\frac{2}{\pi}\arctan(\gamma(x_3 - p_T))\sqrt{\frac{2}{\pi}(x_3 - p_T)\arctan(\gamma(x_3 - p_T))}, \quad (4.45a)$$

$$Q_b = c_{v3}sg(-x_5)\frac{2}{\pi}\arctan(\gamma(p_0 - x_4))\sqrt{\frac{2}{\pi}(p_0 - x_4)\arctan(\gamma(p_0 - x_4))} \\ - c_{v4}sg(x_5)\frac{2}{\pi}\arctan(\gamma(x_4 - p_T))\sqrt{\frac{2}{\pi}(x_4 - p_T)\arctan(\gamma(x_4 - p_T))}. \quad (4.45b)$$

4.4 Simulationsergebnisse für das hydraulische Servosystem am Beinprüfstand

Zum Abschluss dieses Kapitels werden die Ergebnisse der Simulation des hydraulischen Servosystems am Beinprüfstand präsentiert. Die Messungen werden im Takt der kartesischen Prüfstandsteuerung aufgenommen (200 Hz). Die Simulation wurde mit einem Simulink-Modell durchgeführt. Gemessene Größen sind die Drucke und die Zylinderpositionen, aus denen die Zylindergeschwindigkeit abgeleitet wurde. Da sich die Gewichtskräfte des Systems hauptsächlich auf die Zylinder mit dem Hub von 250 mm auswirken, wurden die Ergebnisse nur für den Zylinder am Knie dargestellt. Die Ventilspannung der anderen Zylinder wurde auf Null gesetzt. Die Anfangswerte aller Zylinder wurden auf vordefinierte Positionen gestellt. Für diese Versuche wird ein PID Lageregler eingesetzt. Das dynamische Verhalten des Systems und des Modells beim Sprungsignal der Position des Zylinderkolbens ist in Abbildung 4.9c dargestellt. Der zweite Eingang des Modells ist die wirkende Kraft auf den Zylinderkolben. Der Kontakt zwischen dem Unterschenkel und dem Boden führt zu einer Vergrößerung der wirkenden Kraft auf den Zylinderkolben. Abbildung 4.9b zeigt die wirkende Kraft auf den Zylinderkolben. Die schnelle Änderung der Kraft, wie z. B. bei $t = 3$ s und $t = 6$ s führt zu einem Sprung der Geschwindigkeit (vgl. Abbildung 4.9d). Die Abbildungen (4.9e, f) zeigen, dass es eine große Abweichung zwischen den gemessenen und simulierten Drücken am Anfang

gibt, da die Anfangswerte in der Simulation und im realen System nicht gleich sind. Die Abbildung 4.9 verdeutlicht, dass die Ventilspannung und die Ventilposition proportional zueinander sind. Da die Frequenz des Servoventils hoch ist, wird die Änderung der Ventilgeschwindigkeit hoch sein.

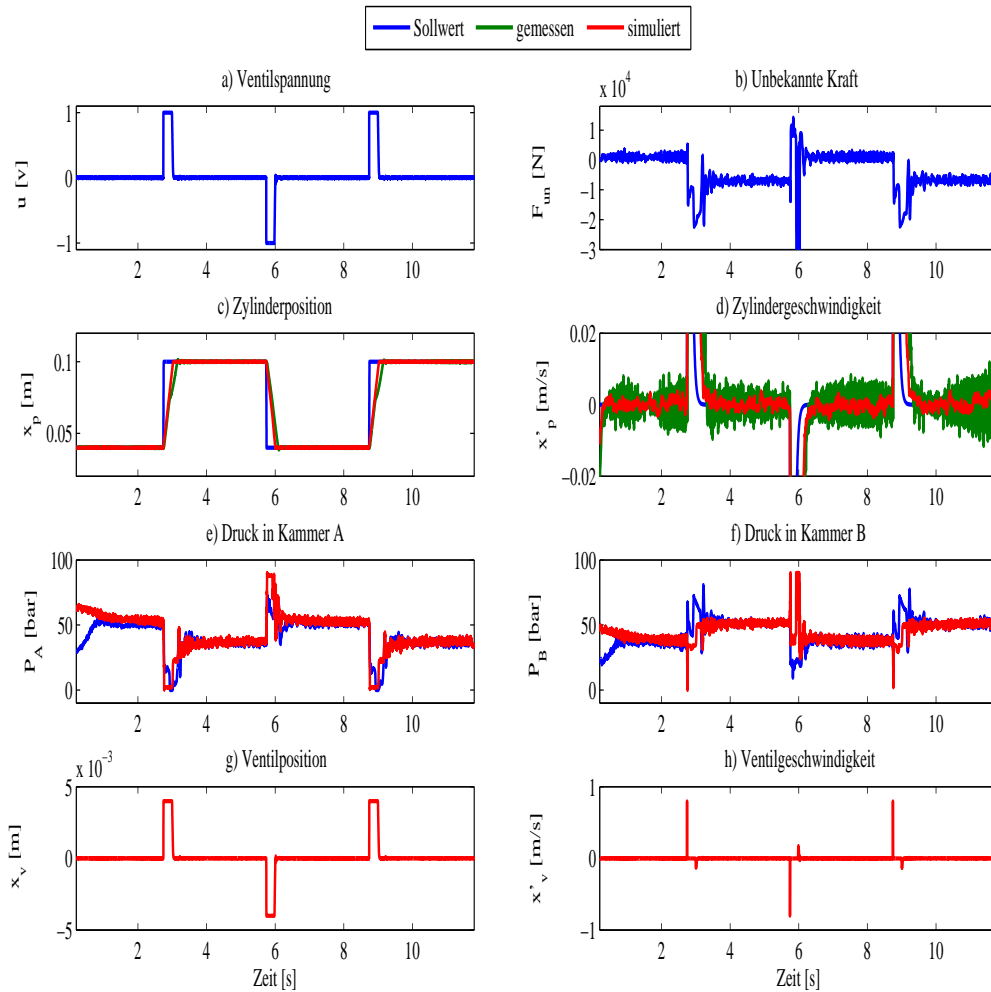


Abbildung 4.9: Simulationsergebnisse des hydraulischen Servosystems des Beines bei Vor-gabe der Kolbenposition mit Sprungsignal (Frequenz 0.166 Hz)

Die Abbildung 4.10 stellt das dynamische Verhalten des Systems und des Modells mit einem Sinussignal für die Kolbenposition und für die in Abbildung 4.10b gezeigte wirkende Kraft dar. Die simulierte Kolbenposition und -geschwindigkeit folgt den gemessenen Werten. Bei $t = 0$ s und $t = 6$ s versucht der Zylinder den Sollwert zu erreichen, aber der Fuß trifft in diesem Zeitraum den Boden (vgl. Abbildung 4.10b). Dies führte zu einer schnellen Zunahme der wirkenden Kraft auf den Zylinderkolben. Die Abbildungen (4.10e,f) zeigen, dass die Antwort des Simulationsmodells bei der zunehmenden Kraft

zur Änderung der Drucke in den Zylinderkammern langsam ist.

Zur Realisierung der physikalischen Zylindergrenze und des Ventils in der Simulation wurden zusätzliche logische Operationen eingesetzt. Dies gewährleistet die Zylinder- oder Ventilgeschwindigkeit null, wenn der Zylinder oder das Ventil ihre Grenze erreichen.

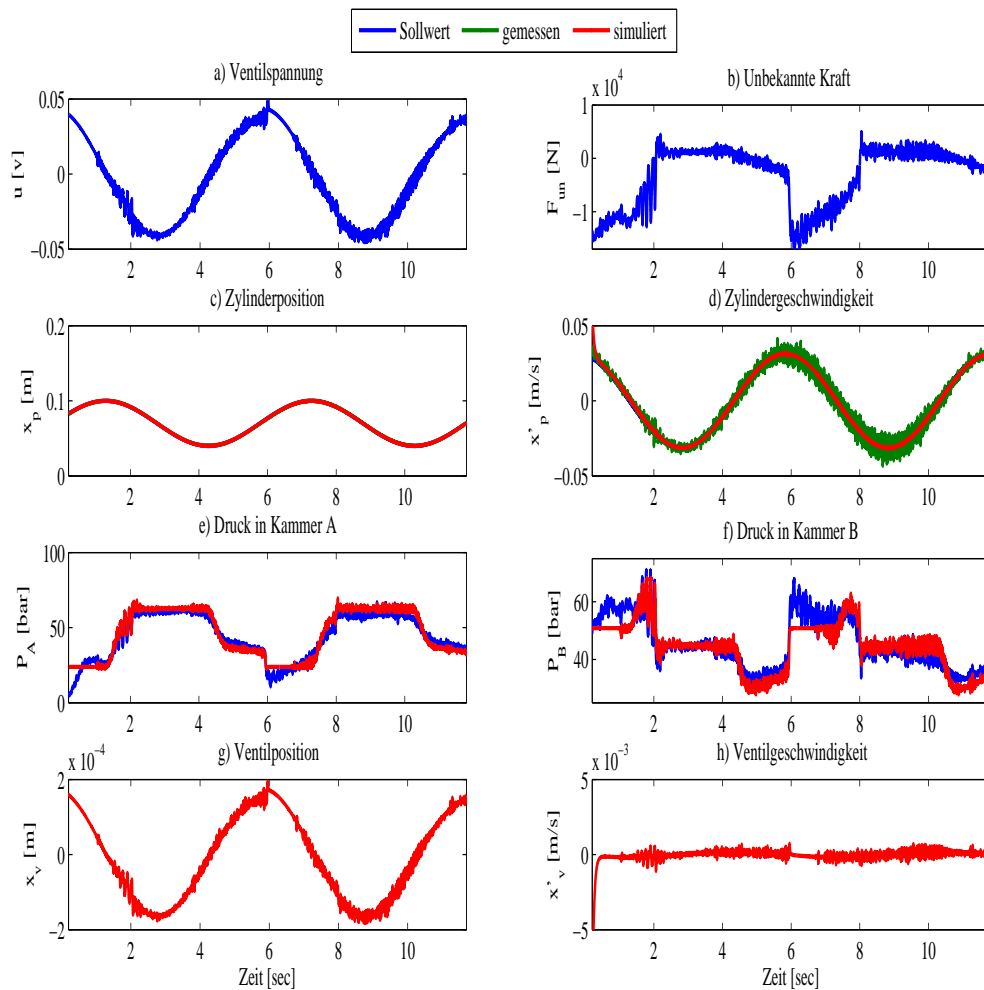


Abbildung 4.10: Simulationsergebnisse des hydraulischen Servosystems des Beines bei Vorgabe der Kolbenposition mit Sinussignal (Frequenz 0.166 Hz)

5 Proportional-Integral-Beobachter

Je mehr Größen der dynamischen Systemzustände bekannt sind, desto besser lässt sich die Regelgüte dieses Systems erfüllen. Im idealen Fall ist jedoch ein Sensor für je eine Zustandsgröße vorhanden und die gelieferten Messwerte sind weiterhin fehlerfrei zur geeigneten Verarbeitung der Stellgrößen. In der Realität ist es aus Kostengründen oder im Prinzip unmöglich, alle Zustandsgrößen messtechnisch zu erfassen. Die nichtgemessenen Zustände können durch einen Zustandsbeobachter erkannt oder rekonstruiert werden. Meistens beruhen die Zustandsbeobachter auf einem mathematischen Systemmodell. Allerdings müssen die berechneten Zustandsgrößen des Modells möglichst genau mit den aktuellen Zustandsgrößen des realen Prozesses übereinstimmen. Störungen, dynamische Unsicherheiten und Nichtlinearitäten stellen große Herausforderungen für die praktischen Anwendungen der zu erzielenden Regelgüte dar.

Der Proportional-Integral-Beobachter (PI-Beobachter) wird in dieser Arbeit zur Abschätzung der nicht messtechnisch erfassbaren Zustände der Servoventile und der Hydraulikzylinder im Laufroboter ALDURO sowie der auswirkenden Kräfte auf den Zylinderkolben eingesetzt. PI-Beobachter schließen die Vorteile des erweiterten Zustandsbeobachters, des high-gain H_∞ Beobachters, und des Beobachters für unbekannte Eingangsgrößen ein.

Das Prinzip des Entwurfs eines Zustandsbeobachters wird zunächst vorgestellt. Im zweiten Abschnitt wird der Entwurf des PI-Beobachters sowohl für ideale Systeme ohne Messungenauigkeit und Modellierungsfehler als auch für Systeme mit Messungenauigkeit und Modellierungsfehler beschrieben. Abschließend werden die Auslegung des PI-Beobachters für ein hydraulisches Servosystem, das in Kapitel 4 vorgestellt wurde, und die experimentellen Ergebnisse diskutiert.

5.1 Auslegung eines Zustandsbeobachters

Luenberger stellte 1964 den ersten Zustandsbeobachter vor [60]. Dieser Beobachter basiert auf der mathematischen Beschreibung der linearen Systemdynamik zur Abschätzung der Systemzustände oder zur Regelung des Systems. Durch eine geeignete

Zustandsrückführungsmatrix konvergiert die Differenz zwischen den Messungen und den beobachteten Zuständen gegen Null.

Meistens sind die Systeme nicht linear, daher ist ein nichtlinearer Beobachter erforderlich. Nichtlineare Zustandsbeobachter beruhen jedoch auf der lokalen Linearisierung des Systems. Hierbei ergibt sich der globale Zustandsbeobachter aus der Zusammensetzung der lokalen linearen Zustandsbeobachter, wie z. B. [91]. Zustandsbeobachter für Klassen nichtlinearer Systeme finden sich in [89].

Wenn die Störung des Systems (Messrauschen) weißem Rauschen entspricht, dann ist das Kalman-Filter der beste Beobachter zur Abschätzung der Systemzustände. Das erweiterte Kalman-Filter (*EKF*) ist aufgrund seiner Robustheit sehr vorteilhaft bei nichtlinearen Systemen oder bei nichtlinearen Messungen insbesondere bei den Echtzeit Applikationen. Die Auslegung des *EKF*-Beobachters basiert auf dem o. g. Prinzip zur Beobachtung des nichtlinearen Systems [4]. Das Unscented-Kalman-Filter (*UKF*) bringt mehr Genauigkeit und Robustheit bei nichtlinearen Messungen als der *EKF* [74], [92]. Allerdings sind *EKF* noch *UKF* nicht geeignet, um die Störgrößen zu rekonstruieren.

Wenn einige Parameter des Systems unbekannt oder zeitvariant sind, kommt der adaptive Beobachter zum Einsatz. Die high-gain H_∞ -Norm wird im adaptiven Beobachter für den Entwurf der Rückführungsmatrix zur Abschätzung der Zustände und der unbekannten Parameter verwendet. Der adaptive Beobachter ist sowohl für lineare als auch für nichtlineare Systeme verwendbar [12].

Andere Klassen von Zustandsbeobachtern sind die Sliding-Mode-Beobachter (*SMB*). Der wichtigste Vorteil dieser Art von Beobachter ist seine Robustheit gegenüber den Systemunsicherheiten sowie Störungen. Weiterhin ist seine Zeit Näherung aller Systemzustände absolut gering. Dieser Beobachter kann nur für ein System mit begrenzter Variablenstruktur eingesetzt werden [78]. Der *SMB* wurde in [7] zur Abschätzung der hydraulischen Servosystemzustände so eingesetzt, dass die Sliding Fläche als Funktion des Beobachtungsfehlers vorliegt. Dies führt zur lokalen Linearisierung des Systems und kann für den Luenberger-Beobachter ausgenutzt werden.

Wie bereits oben erwähnt, ist der Luenberger-Beobachter der Baustein für die Abschätzung sowohl der linearen als auch nichtlinearen Systemzustände [61], daher wird zunächst das Prinzip des Luenberger-Beobachters vorgestellt.

Luenberger-Beobachter

In der Praxis können nicht alle Zustandsgrößen eines Prozesses messtechnisch erfasst werden. Aus diesem Grund liegt es nahe, die nicht messbaren Größen aus den messba-

ren Größen zu rekonstruieren. Mit Hilfe des Luenberger-Beobachters werden die nicht messbaren Zustandsgrößen eines Prozesses durch Nachregelung des Parallel-Modelles in Abhängigkeit von der Differenz zwischen den Modellzustandsgrößen und den gemessenen Prozessgrößen rekonstruiert.

Die lineare, zeitinvariante Systemdynamik im Zustandsraum wird beschrieben durch

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (5.1a)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) \quad (5.1b)$$

mit Systemmatrix \mathbf{A} ($n \times n$), Eingangsmatrix \mathbf{B} ($n \times p$) und Ausgangsmatrix \mathbf{C} ($m \times n$). Das beschriebene System in Gleichung (5.1) ist beobachtbar, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix den Rang n hat:

$$\text{Rang} [\mathbf{C} \ \mathbf{C}\mathbf{A} \ \dots \ \mathbf{C}(\mathbf{A})^{n-1}]^T = n. \quad (5.2)$$

Bei der Rückkopplung der Differenz der Ausgangsvektoren des Prozesses und des Modells ($\mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}$) über die Matrix \mathbf{L} auf den Modelleingang wird die Zustandsgleichung des Luenberger-Beobachters ermittelt zu

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{L}(\mathbf{y}(t) - \hat{\mathbf{y}}(t)) \quad (5.3a)$$

$$\hat{\mathbf{y}}(t) = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(t). \quad (5.3b)$$

Darin sind $\hat{\mathbf{x}}(t)$ der geschätzte Zustandsvektor, $\hat{\mathbf{y}}(t)$ der geschätzte Ausgangsvektor und \mathbf{L} die Rückführungsmatrix.

Durch eine optimale Auslegung der Rückführungsmatrix mit Hilfe von Optimierungsverfahren werden die Eigenwerte der Matrix $(\mathbf{A} - \mathbf{L}\mathbf{C})$ einen negativen Realteil besitzen und dann gilt

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|\mathbf{e}(t)\| = \lim_{t \rightarrow \infty} \|\mathbf{x}(t) - \hat{\mathbf{x}}(t)\| = 0, \quad (5.4)$$

d. h. der beobachtete Zustandsvektor $\hat{\mathbf{x}}(t)$ stimmt für $t \rightarrow \infty$ mit dem Zustandsvektor $\mathbf{x}(t)$ überein.

5.2 Entwurf des PI-Beobachters

Der PI-Beobachter ist eine Erweiterung des Luenberger-Beobachters mit einem zusätzlichen Integral-Anteil. Dieser zusätzliche Anteil dient zur Abschätzung der Nichtlinearitäten und der unbekannten Störgrößen des Systems. Hierbei wird das Modell des

Beobachters mit Hilfe einer proportionalen und integralen Rückführung der Abweichung der beobachteten Zustandsgrößen von den messtechnischen Zuständen ausgeregelt. Der nichtlineare Prozess kann somit ausgehend vom linearen Modell geregelt werden.

Die Verwendung des Begriffs des PI-Beobachter wurde zum ersten Mal von Wojciechowski [119] vorgestellt. Der erweiterte Luenberger-Beobachter zur Rekonstruktion der Störgrößen wurde von Müller und Lückel [70] veröffentlicht und hat die gleiche Struktur wie der PI-Beobachter von Wojciechowski. Der PI-Beobachter hat die Vorteile des erweiterten Zustandsbeobachters, des high-gain H_∞ -Beobachters und des Beobachters für unbekannte Eingangsgrößen.

Der PI-Beobachter kann zur Abschätzung der Zustandsgrößen und der unbekannten externen Störgrößen, zur Regelung sowie zur Fehlerdiagnose verwendet werden. In der Arbeit von Söffker [93] wurde der PI-Beobachter für die Regelung eines längenvariablen elastischen Roboterarms ausgenutzt. Dort wird der PI-Beobachter an einem elastischen Roboterarm eingesetzt, um die Systemzustände, die Nichtlinearität und die unbekannten Eingänge abzuschätzen. Niemann et al. [72] haben den PI-Beobachter zur Lösung der Fehlerdetektion und -eingrenzung verwendet. In dieser Arbeit wird der PI-Beobachter zur Abschätzung der nicht messbaren Zustandsgrößen und der auf die Zylinderkolben wirkenden unbekannten Kräfte des hydraulischen Servosystems des Laufroboters AL-DURO verwendet.

In der Praxis sind Messungenauigkeiten und Modellbildungsfehler vorhanden, die bei Auslegung des Beobachters berücksichtigt werden müssen. Die nächsten Abschnitte befassen sich mit dem Prinzip des Entwurfs von PI-Beobachtern für ideale und nicht ideale Systeme.

5.2.1 Systeme ohne Modellbildungsfehler und Messungenauigkeit

Die Störgrößen, die sich auf ein System auswirken, können mathematisch durch den Vektor $\mathbf{n}(\mathbf{x}(t), t)$ mit der Dimension r definiert und als unbekannte Eingänge betrachtet werden. Daraus kann das lineare zeitinvariante System mit den unbekannten Eingängen beschrieben werden als

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{N}\mathbf{n}(\mathbf{x}(t), t) \quad (5.5a)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t). \quad (5.5b)$$

Die Zuordnung der unbekannten Eingänge wird in der Matrix \mathbf{N} definiert und als bekannt angenommen. Wenn die Störgrößen einen zusätzlichen Systemzustand erfassen,

kann die Gleichung (5.5) neu formuliert werden zu

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \dot{\mathbf{n}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{N} \\ \mathbf{0} & \mathbf{G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{n}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{u}(t), \quad (5.6a)$$

$$\mathbf{y}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{n}(t) \end{bmatrix}, \quad (5.6b)$$

wobei die unbekannten Störgrößen in der Matrix \mathbf{G} beschrieben werden. Der Störgrößenbeobachter zur Abschätzung der Zustände und der unbekannten Eingänge ist bei der Annahme, dass das Modell der Störgrößen $\dot{\mathbf{n}}(t) = \mathbf{G}\mathbf{n}(t)$ linear ist [41], beschrieben durch

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) \\ \dot{\hat{\mathbf{n}}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{N} \\ \mathbf{0} & \mathbf{G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}(t) \\ \hat{\mathbf{n}}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{u}(t) + \begin{bmatrix} \mathbf{L}_p \\ \mathbf{L}_I \end{bmatrix} (\mathbf{y}(t) - \hat{\mathbf{y}}(t)), \quad (5.7a)$$

$$\hat{\mathbf{y}}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}(t) \\ \hat{\mathbf{n}}(t) \end{bmatrix} \quad (5.7b)$$

mit Rückführungsmatrizen \mathbf{L}_p und \mathbf{L}_I , den geschätzten Zuständen $\hat{\mathbf{x}}(t)$ und den geschätzten unbekannten Eingängen $\hat{\mathbf{n}}(t)$.

Für die Fehlergleichung des Beobachters gilt

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{e}}(t) \\ \dot{\mathbf{f}}_e(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \mathbf{L}_p\mathbf{C} & \mathbf{N} \\ -\mathbf{L}_I\mathbf{C} & \mathbf{G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{e}(t) \\ \mathbf{f}_e(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{G}\mathbf{n}(\mathbf{x}(t), t) - \dot{\mathbf{n}}(\mathbf{x}(t), t) \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

mit dem Vektor der Zustandsfehler $\mathbf{e}(t) = \hat{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{x}(t)$ und dem Fehlervektor der unbekannten Eingänge $\mathbf{f}_e(t) = \hat{\mathbf{n}}(t) - \mathbf{n}(\mathbf{x}(t), t)$.

Wenn die Störung des Systems als konstant ($\mathbf{G} = \mathbf{0}$) angenommen wird [93], erhält man

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) \\ \dot{\hat{\mathbf{n}}}(t) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{N} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_e} \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}(t) \\ \hat{\mathbf{n}}(t) \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_e} \mathbf{u}(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{L}_p \\ \mathbf{L}_I \end{bmatrix}}_{\mathbf{L}_{PI}} (\mathbf{y}(t) - \hat{\mathbf{y}}(t)), \quad (5.9a)$$

$$\hat{\mathbf{y}}(t) = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_e} \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}(t) \\ \hat{\mathbf{n}}(t) \end{bmatrix}. \quad (5.9b)$$

Abbildung 5.1 zeigt die Struktur des PI-Beobachters aus Gleichung (5.9). Bei konstantem

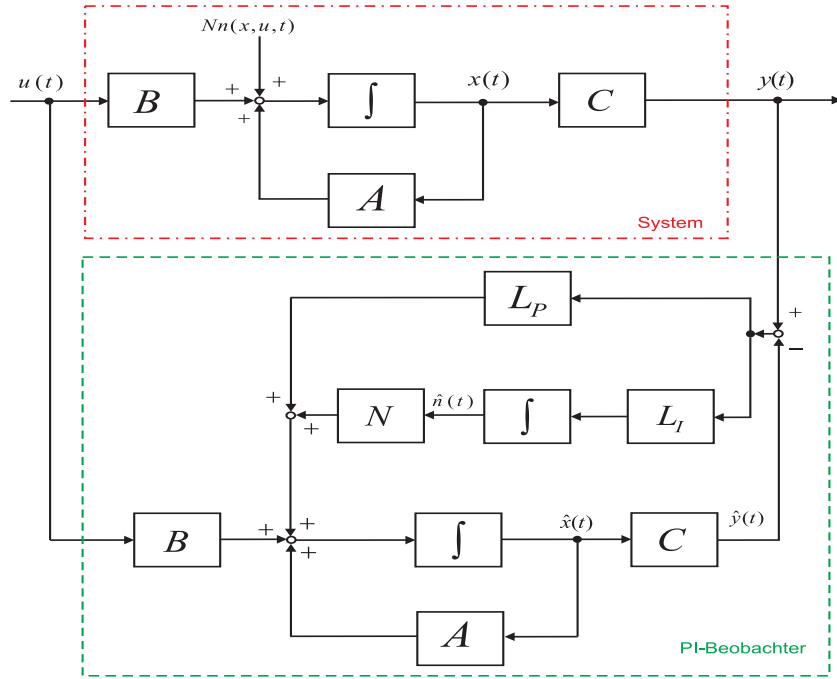


Abbildung 5.1: Struktur des klassischen Proportional-Integral-Beobachters

Störmodell ist die Fehlergleichung zu beschreiben

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{e}}(t) \\ \dot{\mathbf{f}}_e(t) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A} - \mathbf{L}_p \mathbf{C} & \mathbf{N} \\ -\mathbf{L}_I \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_e} \begin{bmatrix} \mathbf{e}(t) \\ \mathbf{f}_e(t) \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{I} \end{bmatrix}}_{\mathbf{N}_e} \dot{\mathbf{n}}(\mathbf{x}(t), t) \quad (5.10)$$

Die passende Auswahl der Rückführungsmatrizen des Beobachters \mathbf{L}_P und \mathbf{L}_I führt zur Minimierung des Beobachterfehlers und womit die Zustände $\mathbf{x}(t)$ und die integralen Störgrößen $\mathbf{n}(t)$ abgeschätzt werden. Bei der idealen Auswahl der Rückführungsmatrix ist der Fehler Null und der Beobachter stabil, so dass

$$\hat{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{x}(t) \quad \hat{\mathbf{n}}(t) = \mathbf{n}(t). \quad (5.11)$$

Der PI-Beobachter ist für die Abschätzung der Zustände und der unbekannten Eingänge eines Systems verwendbar, wenn die Anzahl der messtechnisch erfassbaren Systemzustände r_1 gleich oder höher ist als die Anzahl der unbekannten Eingänge r . Dies wird beschrieben durch die Nebenbedingung

$$\text{rang} \begin{bmatrix} \lambda \mathbf{I}_n - \mathbf{A} & -\mathbf{N} \\ \mathbf{0} & \lambda \mathbf{I}_r \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = n + r$$

für alle Eigenwerte λ_i .

Zum Entwurf der Rückführungsmatrizen muss die Übertragungsfunktion des Beobachterfehlers minimiert werden:

$$\|[\mathbf{I}s - (\mathbf{A}_e - \mathbf{L}\mathbf{C}_e)]^{-1} \mathbf{N}_e\|_\infty \leq \gamma, \gamma \rightarrow \min. \quad (5.12)$$

Die Minimierung des Beobachterfehlers ist ein Optimierungsproblem. Zur Lösung des Optimierungsproblems mit der H_∞ -Norm muss das bekannte Optimierungsproblem, wie z. B. als *Linear Matrix Inequality* (LMI) formuliert und dann mit den numerischen Verfahren berechnet werden, wie z. B. [17]. In [106], [121] und [8] wurde die Loop Transfer Recovery Methode (LTR) zur Berechnung der Rückführungsmatrizen des PI-Beobachters vorgestellt. Hier wird H_∞ -Norm zum *Quadratic Optimal Regulator* (LQR) Optimierungsproblem für den Entwurf der Rückführungsmatrizen des PI-Beobachters eingesetzt. Dann können die optimale Rückführungsmatrizen bezüglich des Gütekriteriums

$$J = \int_0^\infty (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{y}^T \mathbf{R} \mathbf{y}) dt \quad (5.13)$$

ermittelt werden, Darin sind

- Q** die symmetrische und positiv definite Gewichtungsmatrix für die quadratischen Abweichungen vom gewünschten Systemzustand,
- R** die positiv definite Gewichtungsmatrix der Stellamplituden.

Die Rückführungsmatrix \mathbf{L}_{PI} des Beobachterfehlers berechnet sich zu

$$\mathbf{L}_{PI} = \mathbf{P} \mathbf{C}_e^T \mathbf{R}^{-1}. \quad (5.14)$$

Die symmetrische positive definite Matrix \mathbf{P} wird aus der *Riccati*-Gleichung

$$\mathbf{A}_e \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A}_e^T + \mathbf{Q} - \mathbf{P} \mathbf{C}_e^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{C}_e \mathbf{P} = \mathbf{0} \quad (5.15)$$

berechnet [82]. Die Gewichtungsmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} in der *Riccati*-Gleichung haben die Formen

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{n \times n} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & q \mathbf{I}_{r_1 \times r_1} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad (5.16)$$

$$\mathbf{R} = \zeta \mathbf{I}_{r \times r}, \quad (5.17)$$

die bei Berechnung vorzugeben sind. Der Parameter q der Gewichtungsmatrix \mathbf{Q} wird

sehr groß ($q \gg 1$) ausgewählt, so dass $\|L_I\| \ll \|L_P\|$ gilt. Zur hohen Robustheit muss der Parameter ζ möglichst klein sein.

5.2.2 Systeme mit Modellbildungsfehlern und Messungenauigkeiten

In der Praxis ist die exakte Modellbildung physikalischer Komponenten schwer realisierbar. Dabei beruht die Güte der Modellierung eines Prozesses immer auf der Güte mathematischer Näherung der physikalischen Komponenten. Rauschen und Fehler der Abtastung des A/D-Konverters führen zu Fehlern der Messwerte. Die Minimierung des Beobachterfehlers, der aus dem Modellbildungsfehler, der Ungenauigkeit in den Messungen und den Störgrößen hervorgeht, kann durch den Entwurf der Gewichtungsmatrix \mathbf{Q} mit $q \rightarrow \infty$ (vgl. Gleichung 5.16) erreicht werden. Dies führt zur genauen Schätzung der Zustände und der unbekannten Eingänge [49].

Ein lineares System mit Modellbildungsfehler und Ungenauigkeit in den Messungen wird mathematisch beschrieben durch

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{N}\mathbf{n}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) + \mathbf{M}\mathbf{m}(\mathbf{x}(t), t) \quad (5.18a)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \delta(t), \quad (5.18b)$$

mit der Modellbildungsfehler-Matrix $\mathbf{m}(\mathbf{x}(t), t)$, der konstanten Matrix \mathbf{M} und der Ungenauigkeitsmatrix der Messungen $\delta(t)$. Die Struktur des PI-Beobachters mit dem Modellbildungsfehler und die Fehler der Ungenauigkeit in den Messungen ist in Abbildung (5.2) dargestellt.

Daher kann die Fehlergleichung des PI-Beobachters im Vergleich zu Gleichung (5.10) dargestellt werden als

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{\mathbf{e}}}(t) \\ \dot{\hat{\mathbf{f}}}_e(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \mathbf{L}_p\mathbf{C} & \mathbf{N} \\ -\mathbf{L}_I\mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{e}(t) \\ \mathbf{f}_e(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{L}_p\delta(t) - \mathbf{M}\mathbf{m}(\mathbf{x}(t), t) \\ -\mathbf{L}_I\delta(t) - \dot{\mathbf{n}}(\mathbf{x}(t), t) \end{bmatrix}. \quad (5.19)$$

Die Auswirkung der Modellbildungsfehler und der Ungenauigkeit in den Messungen tritt als zusätzliche Störung in der Übertragungsfunktion des Beobachterfehlers auf. Wie bereits erwähnt wurde, muss die Auswahl des Parameters q in der Gewichtungsmatrix \mathbf{Q} so groß gewählt werden, dass der Beobachterfehler minimiert wird. Dies führt jedoch zur Vergrößerung des Einflusses der Ungenauigkeit in den Messungen auf das Verhalten des Beobachterfehlers. Es gibt allerdings einen optimalen Bereich für die Auswahl des Parameters q , in dem der Beobachterfehler minimal wird. Die Auswirkung dieser Auswahl auf dem Beobachterfehler-Anteil von der Ungenauigkeit in den Messungen ist gering [49].

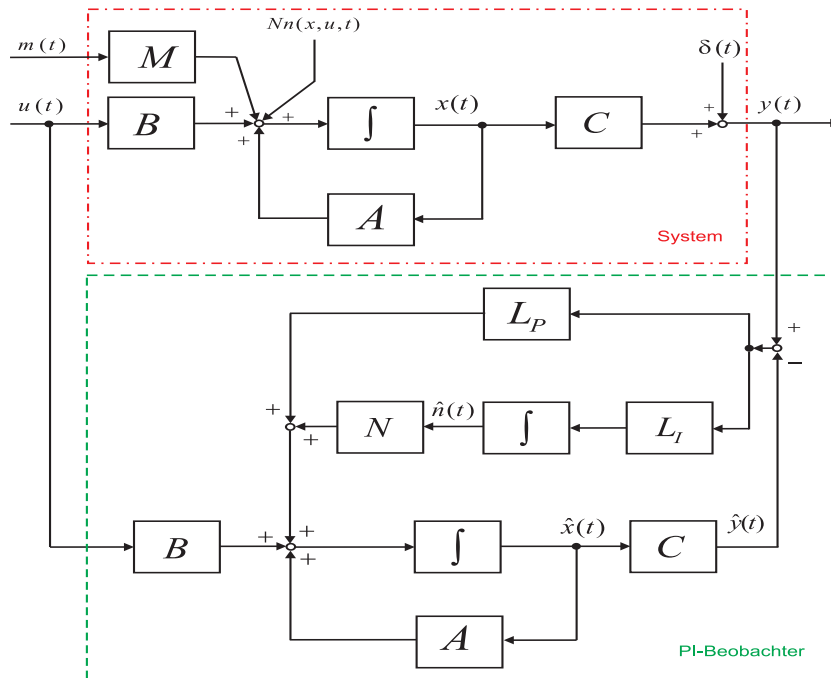


Abbildung 5.2: Struktur des PI-Beobachters mit Modelbildungsfehler und Ungenauigkeit in den Messungen

Der angenommene Wert des Parameters q hängt von der zeitlichen Änderung der unbekannten Eingänge ab. Je schneller die zeitliche Änderung der unbekannten Eingänge ist, desto größer soll der Parameter q sein. Bei schneller zeitlicher Änderung der unbekannten Eingänge ist eine höhere Genauigkeit der Modellierung und der Messungen erforderlich.

Bei nichtlinearen Systemen wird die unbekannte Nichtlinearität als additiver Term im Zustandsraum, mit der Voraussetzung, dass die Funktion der Nichtlinearität die Lipschitzbedingung erfüllt, betrachtet. Der Parameter $q \gg 1$ muss so ausgewählt werden, dass die Übertragungsfunktion des Beobachterfehlers unabhängig von der zusätzlichen Nichtlinearität minimiert wird.

5.3 Anwendung des PI-Beobachters für das hydraulische Servosystem

In dieser Arbeit wird der PI-Beobachter zur Abschätzung der Zustände und der unbekannten, wirkenden Kräfte auf den Zylinder im Laufroboter ALDURO eingesetzt. Jeder Freiheitsgrad im Laufroboter ALDURO entspricht einem hydraulischen Zylinder, der durch ein Servoventil gesteuert wird. Die hydraulische Schaltung zur Steue-

rung eines Freiheitsgrads ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Die unbekannten Eingänge sind die Kräfte, die aus der Reibkraft des Zylinderkolben und der auf den Zylinderkolben wirkende Gewicht- und Interaktionskraft bestehen. Das Beobachtermodell für das in Abbildung 4.3 dargestellte hydraulische Servosystem kann in zwei Teilsysteme aufgeteilt werden. Das erste Teilsystem ist das Servoventil-Modell und das zweite das Hydraulikzylinder-Modell. Dies führt zur höheren Robustheit des PI-Beobachters bei der Abschätzung der Zustände und der unbekannten Eingänge dieses Systems [28], [40]. Die Struktur der Teilsysteme des PI-Beobachters ist in Abbildung 5.3 gezeigt.

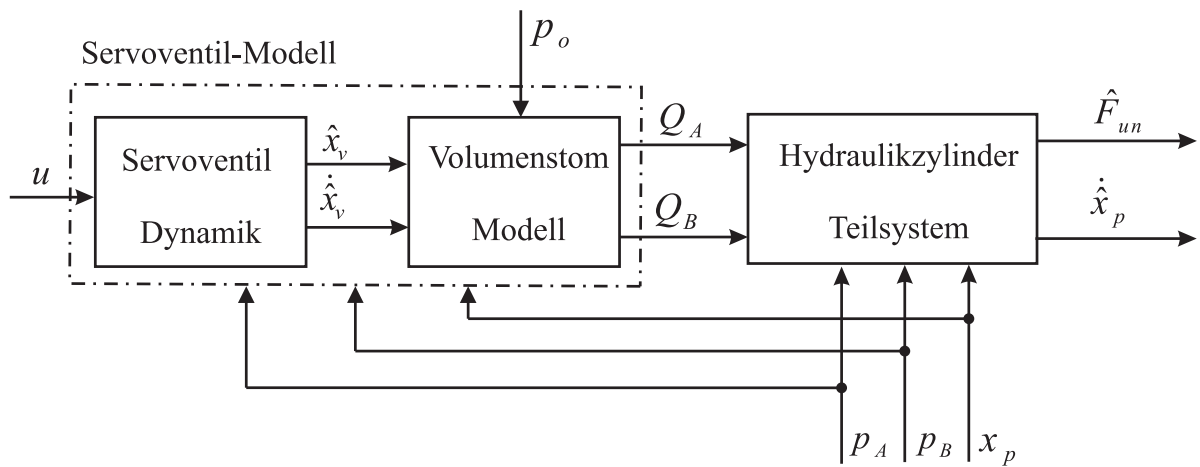


Abbildung 5.3: Struktur der Teilsysteme des PI-Beobachters

Die gemessenen Drucke in den Zylinderkammern p_A und p_B und die gemessene Position des Zylinderkolbens x_p sind die Eingänge der beiden Teilsysteme. Dazu sind die elektrische Spannung u und der Pumpendruck p_0 die zusätzlichen Eingänge des Servoventil-Teilsystems. Die Volumenströme durch das Servoventil Q_A und Q_B und die Position und Geschwindigkeit des Ventilkolbens \hat{x}_v und $\dot{\hat{x}}_v$ sind die Ausgänge des Servoventil-Teilsystems. Die sich ergebenden Volumenströme dienen als Eingänge des Hydraulikzylinder-Modells. Mit Hilfe des mathematischen Modells des Hydraulikzylinders werden die Kolbensgeschwindigkeit $\dot{\hat{x}}_p$ und die unbekannten Kräfte \hat{F}_{un} ermittelt. Wie in den vorherigen Abschnitten erwähnt wurde, kann der PI-Beobachter für das nicht-lineare hydraulische Servosystem mit Hilfe des linearen Modells dieses Systems eingesetzt werden. Die Linearisierung dieses Systems wird, mit der Voraussetzung erfüllt, dass der effektive Kompressionsmodul $\bar{E} = E_{max}$, die bewegte Masse m_t und die Änderung der Volumen in den Zylinderkammern V_A und V_B Konstante sind. Demzufolge erhält man

die mathematische Beschreibung des PI-Beobachters im Zustandsraum zu

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}}_p \\ \ddot{\hat{x}}_p \\ \dot{\hat{p}}_A \\ \dot{\hat{p}}_B \\ \dot{\hat{x}}_v \\ \ddot{\hat{x}}_v \\ \dot{\hat{n}} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{A_p}{m} & \frac{-\alpha A_p}{m} & 0 & 0 & \frac{1}{m_p} \\ 0 & -A_p \frac{E_{max}}{V_A} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha A_p \frac{E_{max}}{V_B} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega_v^2 & -2D_v \omega_v & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_p \\ \dot{\hat{x}}_p \\ \hat{p}_A \\ \hat{p}_B \\ \hat{x}_v \\ \dot{\hat{x}}_v \\ \hat{n} \end{bmatrix} \\
&+ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{E_{max}}{V_A} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{E_{max}}{V_B} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \omega_v^2 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_A \\ p_B \\ x_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_{P1} \\ L_{P2} \\ L_{P3} \\ L_{P4} \\ L_{P5} \\ L_{P6} \\ L_I \end{bmatrix} (\mathbf{y}(t) - \hat{\mathbf{y}}(t)), \quad (5.20a)
\end{aligned}$$

$$\hat{\mathbf{y}}(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_p \\ \dot{\hat{x}}_p \\ \hat{p}_A \\ \hat{p}_B \\ \hat{x}_v \\ \dot{\hat{x}}_v \\ \hat{n} \end{bmatrix}. \quad (5.20b)$$

5.4 Experimentelle Validierung

In diesem Abschnitt wird der vorgestellte PI-Beobachter an experimentellen Beispielen validiert. Die experimentelle Validierung des ausgelegten PI-Beobachters wurde auf dem Beinprüfstand im Takt von 200 Hz durchgeführt. Die Plattform des Prüfstands hat einen Freiheitsgrad und ihre bewegte Masse ist ca. 400 kg. Als Messungen stehen Druckaufnehmer und Wegaufnehmer des Zylinderkolbens zur Verfügung, die in den Zylinderstangen eingebaut sind. Die geforderten Volumenströme zur Bewegung des Zylinderkolbens werden vom Servoventil-Modell geliefert. Diese dienen als Eingänge des Zylindermodells des PI-Beobachters. Die Ausgänge dieses modellbasierten PI-Beobachters sind die beobachteten Zustände sowie die auf den Zylinderkolben wirkende unbekannte Kraft. Abbildung 5.4 stellt experimentelle Ergebnisse für die kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene mit dem Radius $r = 0,2$ m dar.

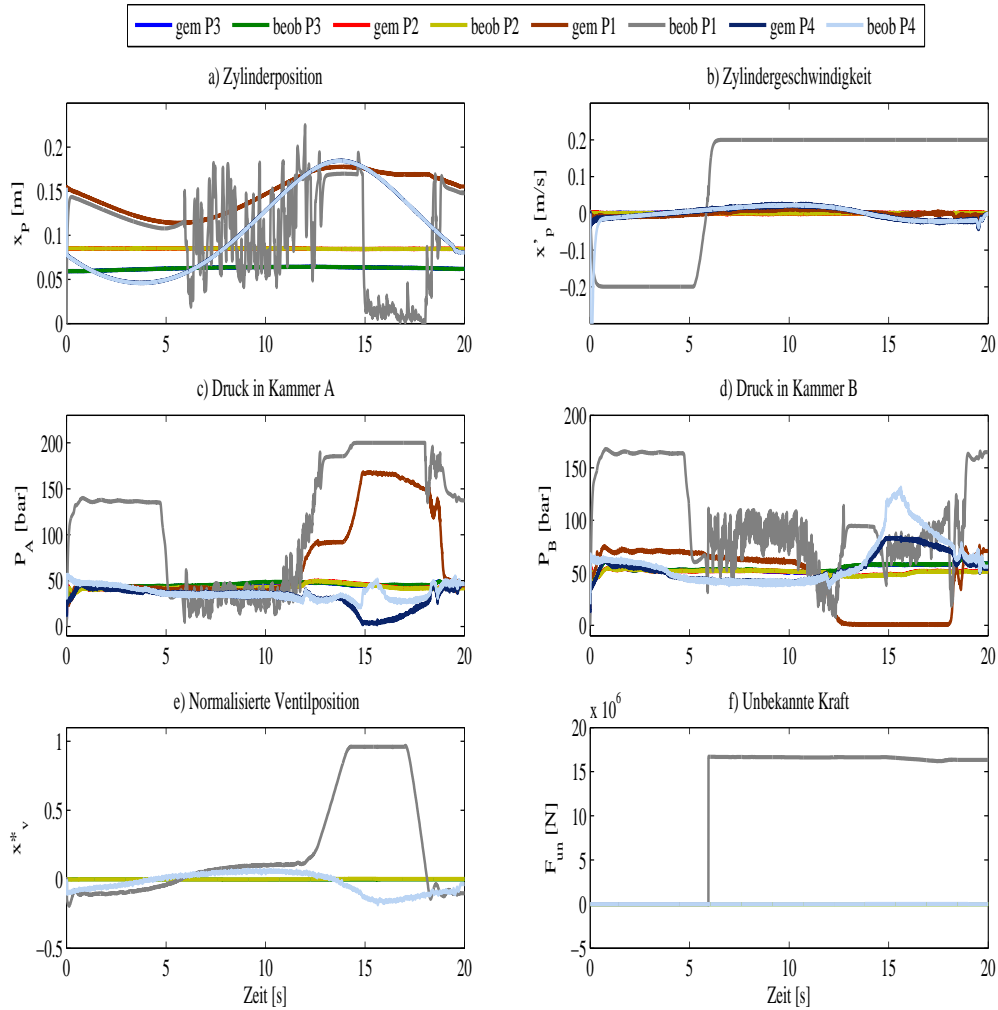


Abbildung 5.4: Beobachtete und gemessene Zustände sowie die beobachteten unbekannten Kräfte mit $q = 100000$ und $\zeta = 0,001$ für eine kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene

Die Entwurfsparameter q und ζ zur Berechnung der Rückführungsmatrix \mathbf{L}_{PI} sind vorzugeben. Abbildung 5.4 zeigt die experimentellen Ergebnisse des ausgelegten PI-Beobachters mit den Parametern $q = 100000$ und $\zeta = 0,001$. Die Abschätzung der Position, der Geschwindigkeit sowie der Drucke in beiden Zylinderkammern x_p , \dot{x}_p , p_A und p_B stimmen mit den Messungen nicht überein und der Beobachterfehler ist zu groß, da dessen Parameter zur Vergrößerung der Messungenfehler $\mathbf{L}_{PI}\delta(t)$ (vgl. Gleichung 5.19) führt. Dies verursacht Fehler, so dass die Zustände weiterhin nicht rekonstruiert werden können.

Mit den Parametern $q = 1000$ und $\zeta = 1 \times 10^{-7}$ zeigen die beobachteten Zustände

und die beobachtete Kraft eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen. Die Ergebnisse mit diesen Parametern des Beobachters für die gleiche Fußbahn sind in Abbildung 5.5 dargestellt.

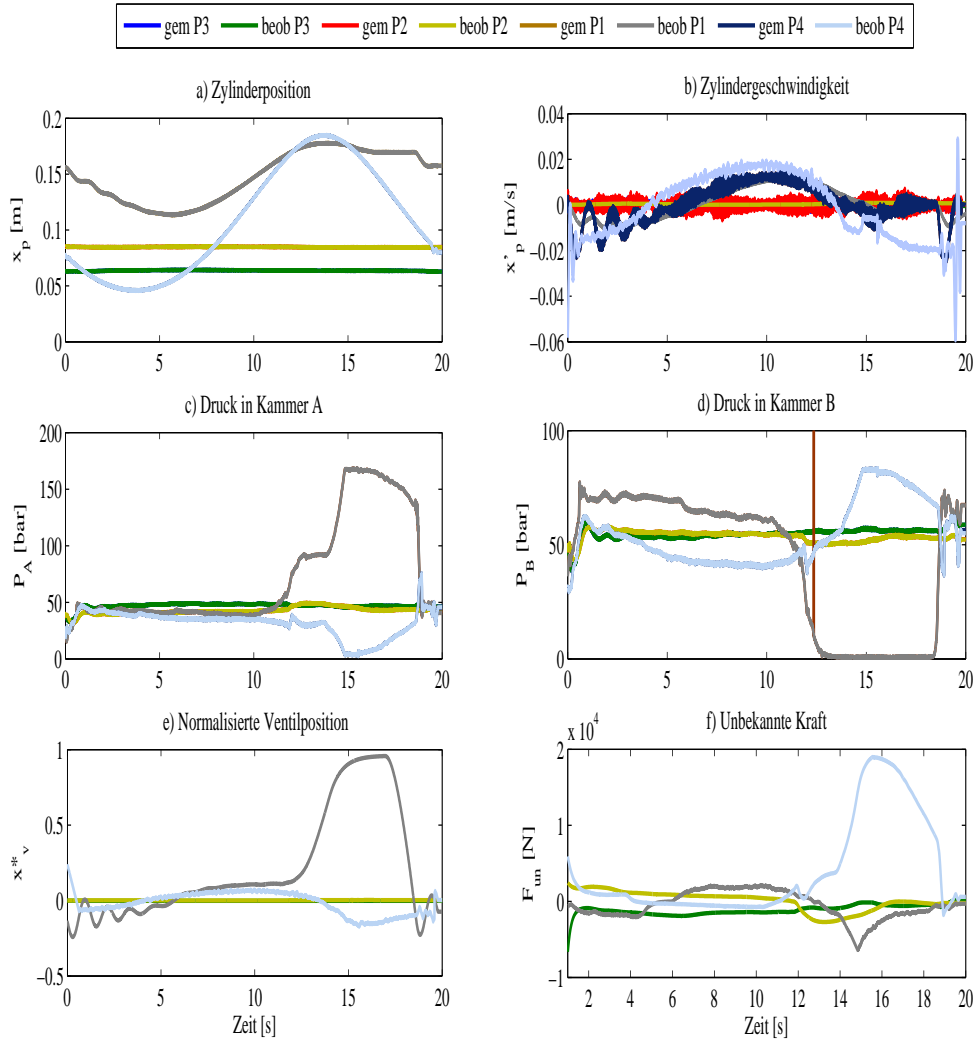


Abbildung 5.5: Beobachtete und gemessene Zustände sowie beobachtete unbekannte Kräfte mit $q = 1000$ und $\zeta = 1 \cdot 10^{-7}$ für eine kreiförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene

Die Kräfte, die sich auf den Kolben der Zylinder P_4 und P_1 auswirken, sind im Zeitraum von $t = 10$ s bis $t = 20$ s wegen des Bodenkontakts und der zunehmenden Gewichtskraft der bewegten Plattform gestiegen (vgl. Abbildung 5.5). Die Ergebnisse mit $q = 1000$ und $\zeta = 1 \times 10^{-7}$ sind in Abbildung 5.6 für den Zeitraum von $t = 10$ s bis $t = 10,1$ s vergrößert. Die zeitliche Verzögerung zwischen den gemessenen und den beobachteten Zuständen beträgt ca. 5 ms, d. h. die Zustände und die unbekannten Kräfte wurden durch den Beobachter schnell und gut rekonstruiert.

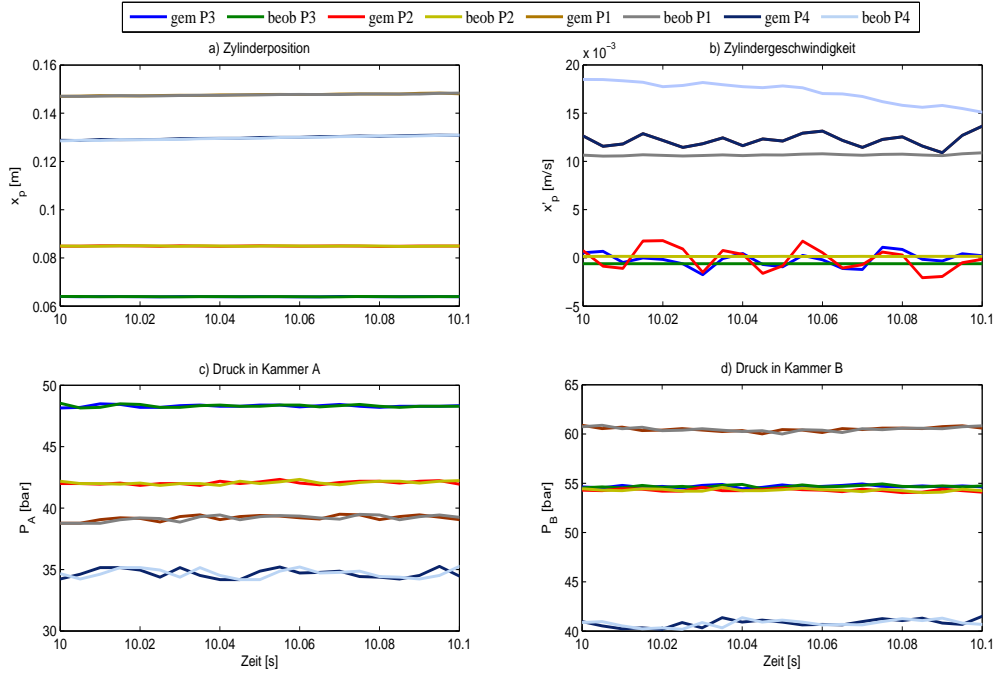


Abbildung 5.6: Zeitliche Verzögerung zwischen den beobachteten und gemessenen Zuständen mit den Parametern $q = 1000$ und $\zeta = 1 \cdot 10^{-7}$

Zur weiteren Überprüfung der Qualität des Beobachters mit den Parametern $q = 1000$ und $\zeta = 1 \times 10^{-7}$ wurde dieser auch für eine kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene mit dem Radius von $r = 0,2$ m eingesetzt. In diesem Fall hat der Fuß nie Bodenkontakt in allen Zeitpunkten. Zur Realisierung dieser Bahn ist der Zylinder P_2 mit dem Fuß in diese Ebene orientiert. Daher ist die Auswirkung der unbekannten Kraft auf den Kolben dieses Zylinders hoch (vgl. Abbildung 5.7f). Hier ist der zeitliche Verzug zwischen den beobachteten Zuständen und den Messungen sehr klein und beträgt auch ca. 5 ms.

Es ist deutlich zu erkennen, dass der PI-Beobachter mit den ausgelegten Parametern $q = 1000$ und $\zeta = 1 \cdot 10^{-7}$ für verschiedene Fußbahnen zu zufriedenstellenden Ergebnissen führt und schnell reagiert. D. h. die Zustände und die unbekannten Kräfte des Systems werden durch den Beobachter unabhängig von Messungenauigkeit, Modellfehlern oder Nichtlinearitäten gut rekonstruiert.

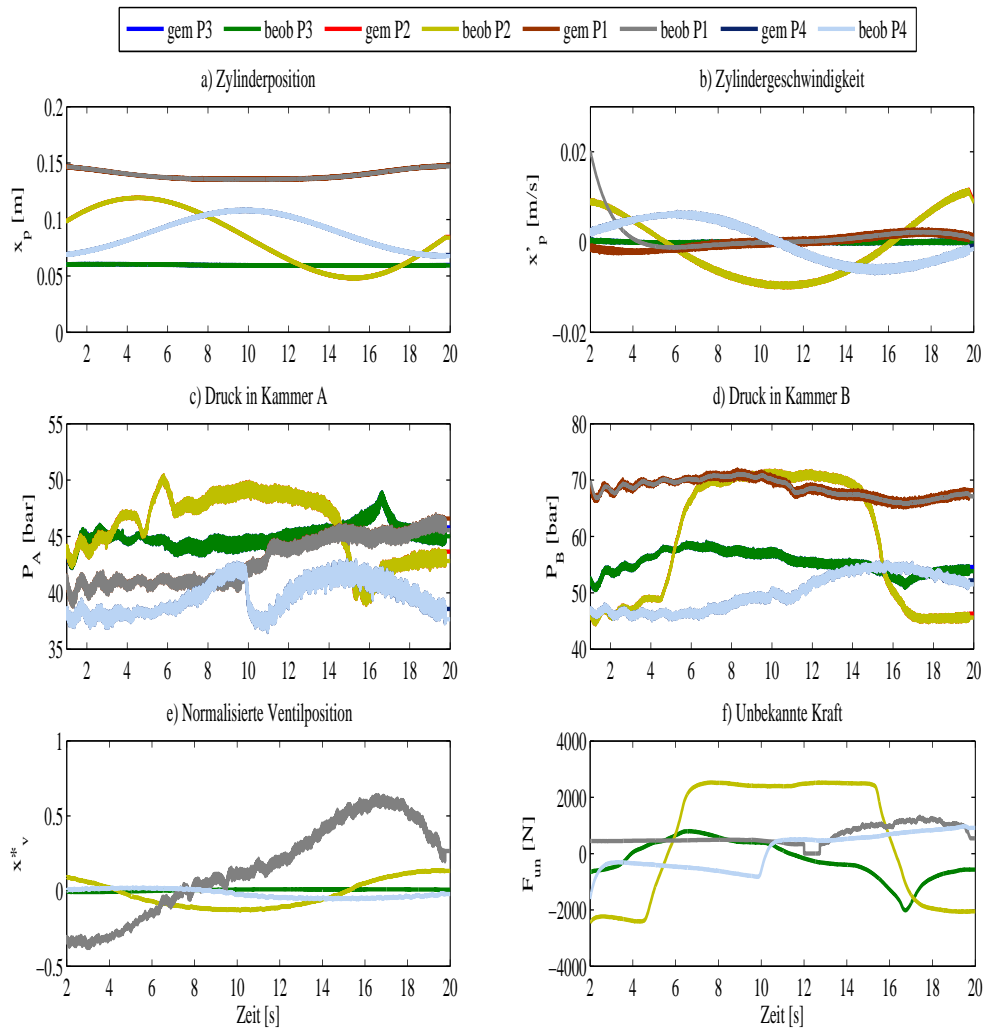


Abbildung 5.7: Beobachtete und gemessene Zustände und beobachtete unbekannte Kräfte mit $q = 1000$ und $\zeta = 1 \cdot 10^{-7}$ für eine kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene

6 Regelungskonzepte für den Laufroboter ALDURO

Heute werden geringere Fertigungskosten und höhere Genauigkeit für Fertigungsprozesse angestrebt. Dabei werden immer geeignete Regelungskonzepte zur Optimierung des Prozesses gesucht. Im vorliegenden Kapitel wird der Entwurf verschiedener Konzepte für die Regelung der Geschwindigkeit des ALDURO-Antriebsystems behandelt. Der Zentralkörper und das Schwingbein müssen den von der Bewegungsplanung generierten Geschwindigkeiten möglichst genau folgen. Die Geschwindigkeiten des Zentralkörpers werden von einem Bediener vorgegeben, die unabhängig vom Inertialsystem sind. Wenn ALDURO in der Standphase ist, muss die gewünschte Bewegungsvorgabe der Zentralkörperbewegung in eine mit der Stabilität des Gesamtsystems verträgliche Bewegungsvorgabe für alle Beine umgerechnet werden [68]. Bei der Schwingphase des ALDURO wird die Position und die Geschwindigkeit des Schwingsbeins durch die Bewegungsplanung bezüglich des Koordinatensystems der Hüfte vorgegeben. Die Verwendung der Geschwindigkeit der Körper bei Beschreibung der Kinematik bringt den Vorteil, dass die inverse Kinematik immer eine Lösung der Gelenkvariablen findet. Die gesamte Regelstrecke besteht dabei aus den mechanischen Teilen, welche sich aus den kinematischen Schleifen zusammensetzen, und der Regelstrecke des Antriebsystems. Beide Regelstrecken enthalten hochgradige Nichtlinearitäten. Die Nichtlinearitäten der Regelstrecke verstärken sich, wenn sowohl hohe Laufgeschwindigkeit als auch hohe Genauigkeit verlangt werden. Daher kann keine zufriedenstellende Regelgüte mit der konventionellen Regelungstechnik erzielt werden.

Je komplexer die Beschreibung der Systemdynamik ist, desto mehr Rechenaufwand wird benötigt, um eine Lösung zu finden. Für modellbasierte Verfahren sind daher spezielle hochleistungsfähige Rechner bei der Echtzeitanwendung erforderlich. Die Regelgüte hängt jedoch von der exakten mathematischen Beschreibung der Systemdynamik ab. Die vorliegende modellbasierte Regelung für ALDURO von Müller [68] sowie von Germann [25] beruht auf der von Woernle [118] für starre nichtlineare Mehrgrößensysteme aufbereiteten, exakten Ein-/Ausgangslinearisierung. In den beiden Arbeiten wurde die

Dynamik des Antriebssystems in der Regelstrecke nicht mitberücksichtigt.

Die Regelgüte solcher Systeme kann durch den Regler auf Basis der Fuzzy-Logik verbessert werden. Die Fuzzy-Logik wurde von Zadeh [122] bei der Verknüpfung verschiedener Ansätze und der mehrwertigen Logik eingeführt. Die Fuzzy-Regelung bildet mehr Flexibilität und Robustheit im Vergleich zu der klassischen Regelung. Beispielsweise sind komplexe Prozesse teilweise durch die Fuzzy-Regelung besser zu steuern als durch klassische Regelungskonzepte. Sie werden besonders zur Regelung von Prozessen eingesetzt, für die eine Modellbildung nur schwer oder gar nicht möglich ist, bei denen Nichtlinearitäten auftreten oder wo Menschen ihr Erfahrungswissen zur Prozessbeherrschung einsetzen können [80], [39]. Zhao in [124] befasste sich mit einem Fuzzy PI-Regler für eine Förderbandwaage und legte zwei Regelungskonzept auf der Basis von Fuzzy-Logik, Fuzzy-PI-Like Reglern und selbstanpassenden Fuzzy-PI-Like-Reglern aus, um die Regelgüte des Systems gegen die Nichtlinearitäten des Systems zu verbessern. In der Arbeit von Zhao [125] wurde auch die Fuzzy-Logik in der Regelungstechnik zur Eliminierung des stationären Zustandsfehlers des hydraulischen Servosystems eingesetzt, wobei die Dynamik des Systems entsprechend dem Positionsfehler und dem Geschwindigkeitsfehler des Hydraulikzylinders verbessert wurde. Ein Fuzzy-PD-Regler mit dem gleichen Prinzip von Zhao wurde in der Arbeit von Gao [24] für die Regelung eines pneumatischen Linearantriebs verwendet, um die Spannung der Druckregelventile auszuregeln.

In [126] wurde ein Adaptionalgorithmus für die Anpassung der Parameter eines Kraftreglers der Hydraulikzylinder des Manipulators in Abhängigkeit vom Regelfehler entworfen. Dieser Algorithmus wurde auch für die Nachstellung der Parameter des Reibungsmodells eingesetzt. Dieses Verfahren basiert auf dem Modell des Systems. In der Arbeit von Ziaei [123] wurde ein linearer modellbasierter adaptiver Lageregler für den Hydraulikzylinder so ausgelegt, dass die Reglerparameter mit Hilfe der Methode der kleinsten Quadrate angepasst wurden. Die Totzone des Servoventils wurde dadurch ausgeglichen. Die Adaption besteht aus drei Hauptstufen: Parameteridentifikation, Entscheidung und Modifikation der Reglerparameter. Die Berechnung dieser Stufen ist rechenaufwendig, besonders im Hinblick auf die Applikation in Echtzeit. Daher kommt die Fuzzy-Logik als Adaptionalgorithmus zum Einsatz. Dieses Verfahren wurde in vielen Arbeiten für die Anpassung der Parameter eines klassischen Reglers eingesetzt. Eine gute Übersicht über dieses Verfahren kann der Arbeit von Schädel [85] entnommen werden, wo die Parameter des Reglers in Abhängigkeit von den drei Merkmalen der Sprungantwort im geschlossenen Regelkreis nachgestellt wurden, wobei die Antwort des Systems nach wenigen Korrekturzyklen in das Optimum gelegt wurde.

Die Geschwindigkeiten der Hydraulikzylinder werden hier durch den dezentralen Fuzzy-Regler sowie durch den dezentralen Fuzzy-adaptierten PI-Regler ausgeregelt.

6.1 Aufbaustruktur der Geschwindigkeitsregelung

Die häufigste Regelaufgabe bei hydraulischen Antriebssystemen ist die Erzeugung einer geregelten Linearbewegung. Die geregelten Translationsbewegungen des Antriebssystems des ALDURO werden im Geschwindigkeitsregelkreis so erzeugt, dass die Antriebe mit den konstanten vorgegebenen Geschwindigkeiten verfahren werden. Die Translations- und Rotationsgeschwindigkeiten des Zentralkörpers werden im Laufroboter von Bediener vorgegeben (vgl. Abbildung 6.1).

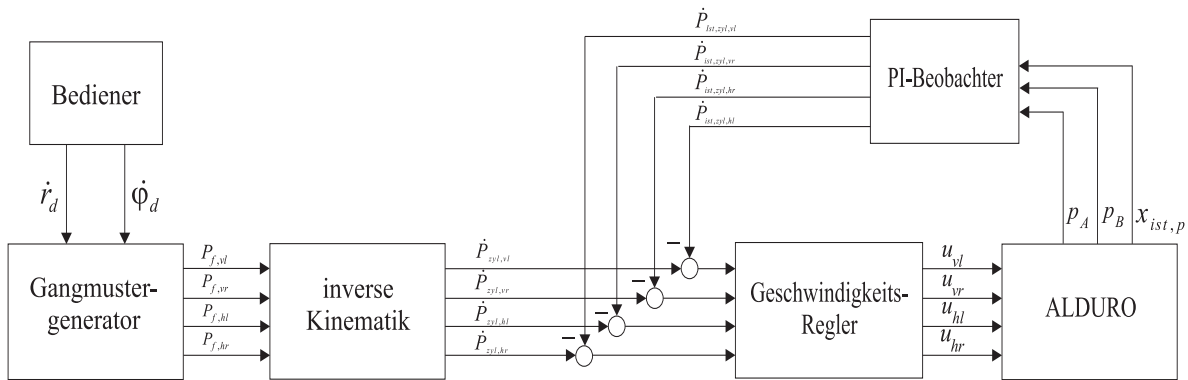


Abbildung 6.1: Aufbaustruktur der Geschwindigkeitsregelung

Die minimalen Koordinaten und ihre zeitlichen Ableitungen ($\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$) werden durch den Gangmuster-generator bestimmt. Die Anzahl der minimalen Koordinatensysteme ändert sich in Abhängigkeit von der topologischen Struktur des Roboters während des Laufens (siehe Kapitel 3). Durch die inverse Kinematik werden die Vorgaben der Zylinder-geschwindigkeiten bestimmt. Diese Geschwindigkeiten werden zur Regelung des Antriebssystems eingesetzt, um die vorgegebene Bewegung des Roboters zu erzielen. Die abhängigen Koordinaten der Hydraulikzylinder werden beschrieben durch:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\beta} &= [\mathbf{P}_{zyl,vl}, \mathbf{P}_{zyl,vr}, \mathbf{P}_{zyl,hl}, \mathbf{P}_{zyl,hr}]^T, \\ \mathbf{P}_{zyl,i} &= [P_{1,i}, P_{2,i}, P_{3,i}, P_{4,i}]^T, \quad \text{mit } i = vl, vr, hl, hr. \end{aligned} \quad (6.1)$$

Die zeitliche Ableitung der abhängigen Koordinaten der Hydraulikzylinder werden ermittelt zu

$$\dot{\boldsymbol{\beta}} = \mathbf{J}_{\beta} \dot{\mathbf{q}} \quad (6.2)$$

mit der JACOBI-Matrix $\mathbf{J} \in \mathbb{R}^{p \times f}$ (die Anzahl der Hydraulikzylinder p und die Anzahl der Freiheitsgrade des Gesamtsystems f).

6.2 Klassische Geschwindigkeitsregelung

Bei Industrierobotern wird im Geschwindigkeitsregelkreis meist ein PI-Regler eingesetzt, der in dieser Arbeit für jeden Antrieb des ALDURO verwendet wird. Je größer die proportionale Rückführung ist, desto höher ist die Regelgeschwindigkeit sowie die Genauigkeit. Sowohl das Stellsignal als auch die Geschwindigkeit laufen bei einer reinen proportionalen Rückführung des Regelfehlers gegen Null, wenn die Regelabweichung verschwindet, da die Streckencharakteristik einen integrierenden Regelanteil beinhaltet. Zur Geschwindigkeitsregelung des hydraulischen Servosystems wird eine Struktur entsprechend der Darstellung in Abbildung 6.2 gewählt. Der Hauptteil des Stellsignals

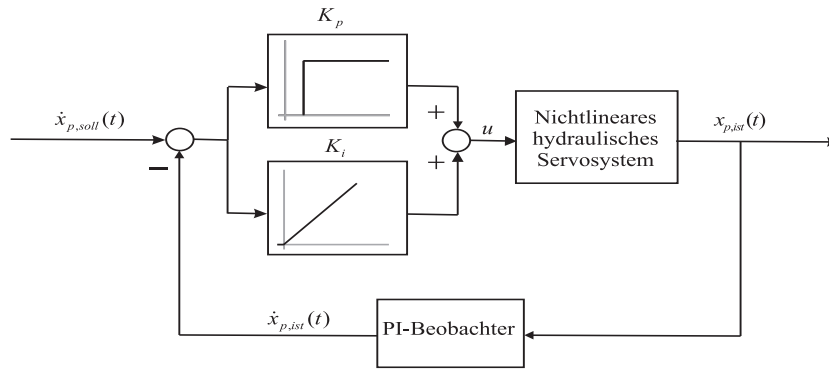


Abbildung 6.2: PI-Reglerstruktur der Geschwindigkeitsregelung

u^* (normierte Ventilspannung) wird durch den Integrierer mit der Verstärkung K_i generiert. Durch eine parallele proportionale Rückführung K_p des Regelfehlers kann ein schnelleres Ansprechen des Reglers auf Regelfehler ermöglicht werden. Darüber hinaus muss dieser proportionale Anteil an der Integrierverstärkung angepasst werden, so dass die Stabilität gewährleistet ist. Die Darstellung in Abbildung 6.3 und in Abbildung 6.4 zeigen die Geschwindigkeitsantwort der Beinprüfstandsantriebe \dot{x}_p und die Stellsignale u^* für eine parallel zur Bodenebene kreisförmige Fußbahn mit dem Radius $r = 0,2$ m. In diesem Fall hat der Fuß nie Bodenkontakt. Diese Versuche wurden mit der in Abbildung 6.2 gezeigten Reglerstruktur und den Reglerparametern in Tabelle 6.1 durchgeführt. Die abweichende Verfolgung der Geschwindigkeiten der Antriebe ist auf die veränderliche Systemdynamik zurückzuführen. Die Vergrößerung des proportionalen Rückführungsfaktors K_p führt nicht nur zu einer schlechten Verfolgung, sondern zu hohem Überschwingen.

Zur weiteren Überprüfung der Qualität der konventionellen Geschwindigkeitsregelung wurden diese Reglerparameter für eine kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene mit Radius $r = 0,2$ m eingesetzt. Die in der Tabelle 6.1 gezeigten Reglerparameter für

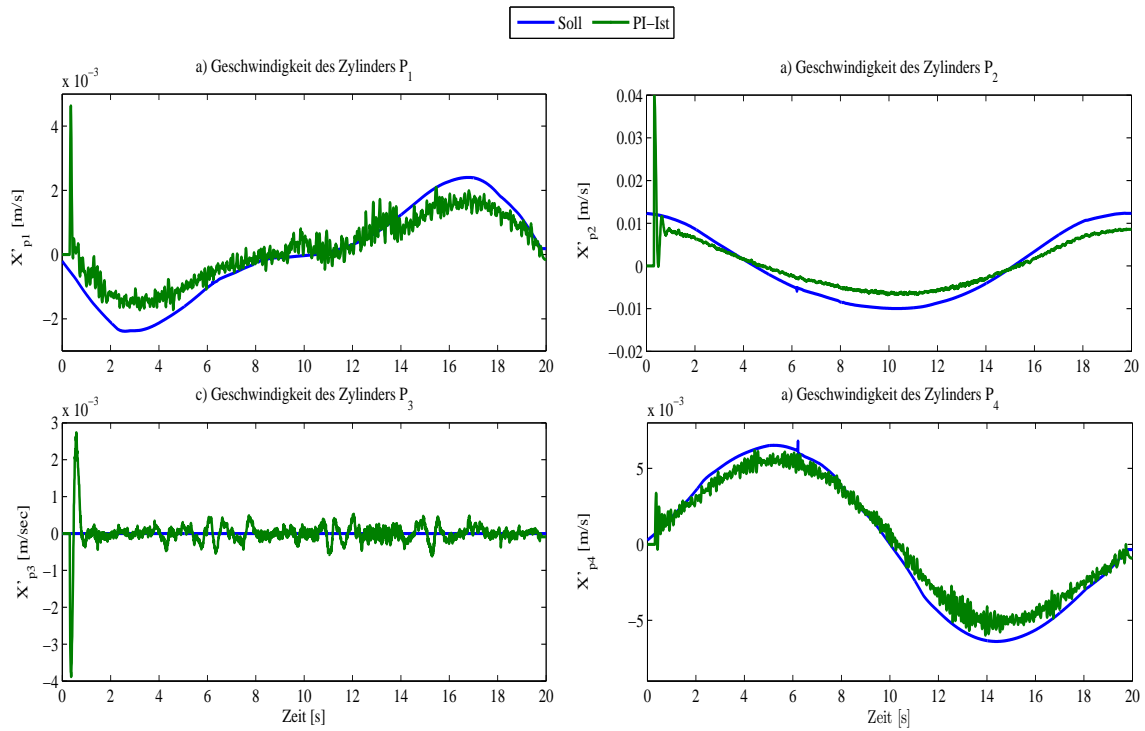


Abbildung 6.3: Geschwindigkeitsantwort der geregelten Antriebe mit PI-Regler für eine kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene

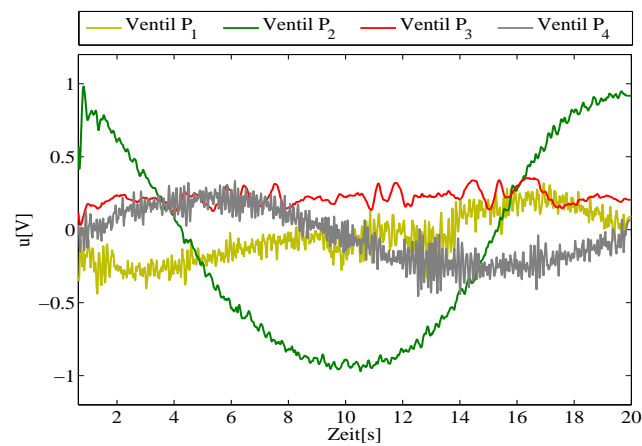


Abbildung 6.4: Spannung der Ventile bei den in Tabelle 6.1 PI-Reglerparametern

| Parameter | Zylinder P_1 | Zylinder P_2 | Zylinder P_3 | Zylinder P_4 |
|-----------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| K_p | 10 | 25 | 30 | 20 |
| K_i | 0.08 | 0.8 | 0.3 | 1 |

Tabelle 6.1: PI-Geschwindigkeitsreglerparameter für eine kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene

diese Bahn weisen schlechte Ergebnisse auf. Daher müssen diese Parameter nachgestellt werden. Die optimal nachgestellten Reglerparameter für diese Bahn werden in Tabelle 6.2 angegeben.

| Parameter | Zylinder P_1 | Zylinder P_2 | Zylinder P_3 | Zylinder P_4 |
|-----------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| K_p | 8 | 15 | 65 | 15 |
| K_i | 0.08 | 1 | 0.5 | 2 |

Tabelle 6.2: PI-Geschwindigkeitsreglerparameter für eine kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene

Die in Abbildung 6.5 dargestellten Geschwindigkeiten der Beinprüfstandsantriebe für die kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene mit den in Tabelle 6.2 angegebenen Reglerparametern zeigen eine gute Verfolgung der Sollwerte. Der Regelfehler nimmt zu, wenn der Fuß den Boden berührt und die Plattform sich verschiebt. Die auf den Zylinder wirkende Kraft nimmt somit auch zu. Die Ventilspannungen mit den Reglerparametern in Tabelle 6.2 sind für die gleiche Fußbahn in Abbildung 6.6 graphisch dargestellt.

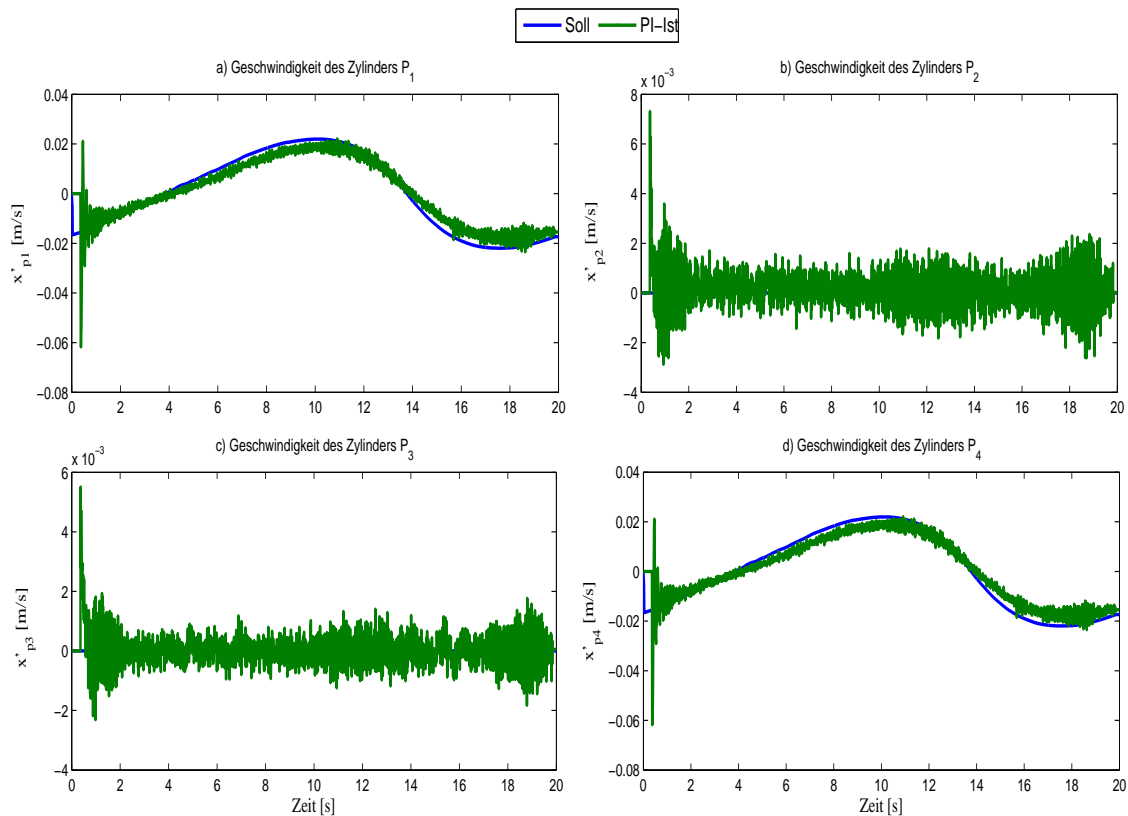


Abbildung 6.5: Geschwindigkeitsantwort der geregelten Antriebe mit PI-Regler für eine kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene

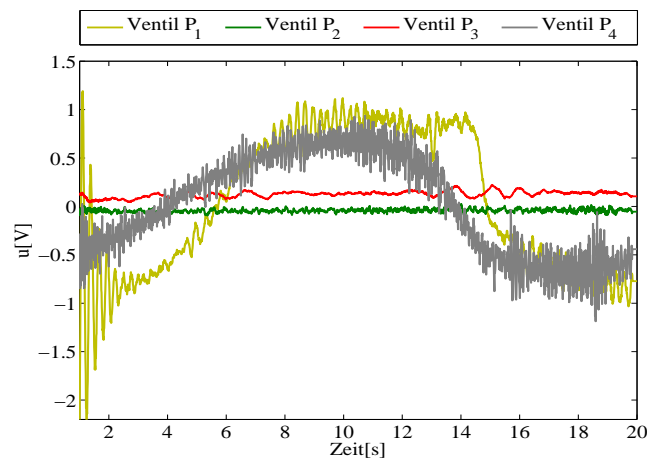


Abbildung 6.6: Spannung der Ventile bei den in Tabelle 6.2 PI-Reglerparametern

Es ist unmöglich, ein derart nichtlineares System mit der zeitinvarianten klassischen Regelungstechnik zu regeln, da die Nichtlinearitäten und die auf das System wirkende unbekannte Eingangsgrößen nicht ausgeglichen werden. In diesem Fall soll der Regler in großem Arbeitsbereich betrieben werden. Damit ist die Regelung von den nichtlinearen zeitvarianten Systemen nicht die Domäne der konventionellen Regelungstechnik. Deshalb kommt der Fuzzy-Regler (Regler auf Basis der unscharfen Logik) zum Einsatz, da die Strecke komplex ist und nicht exakt modelliert werden kann. Der Fuzzy-Regler kann selbst als statisches, nichtlineares Übertragungsglied aufgefasst werden.

6.3 Fuzzy-basierte Geschwindigkeitsregelung

Die Anwendung der unscharfen Logik in der Regelungstechnik nutzt die Erfahrung des Bedieners bei der Auslegung des Reglers eines Systems ohne Kenntnisse der mathematischen Beschreibung des Systems. Solche Kenntnisse des Systems werden für den Regler-Entwurf oder die Parameteroptimierung eines Reglers bei der Vorgehensweise nach den empirischen Einstellregeln benötigt. Die Struktur eines Fuzzy-Systems besteht aus den drei Komponenten: Fuzzifizierung, Inferenz und Defuzzifizierung (siehe Anhang B). Das verständliche und nachvollziehbare Regelkonzept setzt sich dabei zusammen aus den linguistischen Variablen der Systemeingangs- und -ausgangsgrößen in Umgangs- oder Fachsprache und den auf Erfahrungswissen basierten Regeln von der Art (*WENN-DANN*). D. h. eine qualitative Ausgangsgröße eines Fuzzy-Systems wird durch die Regelstrategie des Bedienungspersonals generiert. Daher ist das größte Problem beim Entwurf der Fuzzy-Regeln der Wissenserwerb. Das Wissen des Bedieners ist für die meisten Regelungsaufgaben aller Systemgrößen vorhanden, die in Regeln umgesetzt werden

können. Der Einsatz des Fuzzy-Reglers für die gegebenen Situationen ist gerechtfertigt, wenn das Wissen über die Systemdynamik unvollständig ist. Eine entsprechende Umgebung dieser Situationen kann hinreichend genau mit linearen Modellen beschrieben werden. Dies führt zu einem abschnittsweise beschriebenen Modell, für dessen lineare Teilmodelle Regler entworfen werden können. Dieser Ansatz wurde erstmals von Takagi und Sugeno im Jahr 1985 erfolgt [98].

Die unscharfen Mengen der Eingangs- und Ausgangsgrößen können die Formen Dreieck, Trapez, Gauß oder Glocke haben. In der Praxis werden dreieckförmige und trapezförmige Funktionen verwendet, da diese weniger Rechenzeit benötigen. Sie sind jedoch nicht stetig differenzierbar. Die unscharfen Mengen werden auch als Zugehörigkeitsfunktionen bezeichnet. Die Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Größen müssen sich überlappen oder berühren, damit ergibt sich ein Wert des Fuzzy-Systems bei jedem Wert der Eingangsgrößen. D. h. bei der Änderung der Überlappungsgrade zwischen den zwei Zugehörigkeitsfunktionen wird das Verhalten des Reglers verändert. Die große Auswahl der Anzahl der Zugehörigkeitsfunktionen einer Eingangsgröße führt sowohl zur Detaillierung der Eingangsgrößen als auch zur Vergrößerung der Anzahl der Regeln in der Regelbasis. Meist wird eine Anzahl von weniger als sieben unscharfen Mengen empfohlen [105]. Die unscharfen Mengen der Eingangsgrößen werden mit den Fuzzy-Mengen der Ausgangsgröße durch die Regelbasis verknüpft. Durch die Kombination der Regelabweichung und der unbekannten Kräfte mit Hilfe der Regelbasis erhält man den entsprechenden Stellgrößenwert für jede Änderung der Eingangswerte. Die Regelbasis kann daher als Matrix beschrieben werden.

Ein scharfer Wert (Ausgang des Fuzzy-Systems) resultiert aus der Defuzzifizierung. Als Defuzzifizierungsmethode werden die Schwerpunktmethode oder die Summenmethode im Fuzzy-System ermöglicht. Wenn die Fuzzy-Mengen der Ausgangsgröße als Singletons dargestellt wurden, ist die Amplitude der Singletons auf dem momentan Zugehörigkeitsgrad des *WENN*-Teils der Regeln begrenzt. Diese Methode wurde von Sugeno erstmals verwendet und diese Fuzzy-Klasse wird somit als Sugeno-Klasse bezeichnet.

Die Fuzzy-Regelung hat eine verbesserte Dynamik im Vergleich zu der klassischen Regelung, da sie zusätzliche Freiheitsgrade besitzt. Die zusätzlichen Freiheitsgrade ergeben sich aus der größeren Anzahl der Parameter des Fuzzy-Systems. Abbildung 6.7 stellt die Struktur des geschlossen Regelkreises des hydraulischen Servosystems mit dem Fuzzy-Regler dar. Die Ventilspannung u^* verändert sich entsprechend den Eingangsgrößen des Fuzzy-Reglers, die den Zylindergeschwindigkeitsfehler und die auf den Zylinder wirkenden unbekannten Kräfte F_{un} sind. Beim Einsatz der zeitvarianten unbekannten Kraft

als Eingangsgröße des Fuzzy-Reglers kann das dynamische Verhalten des geschlossenen Regelkreises verbessert werden. Im Regelkreis ist ein Begrenzer vorzusehen, so dass die Stellgröße bei Erreichen eines Maximalwertes oder Minimalwertes nicht weiter zu- oder abnimmt (vgl. Abbildung 6.7). Die sich überlappenden unscharfen Mengen der Eingangsgrößen (linguistische Größe) werden in der Umgangssprache wie z. B. die Regelabweichung als (sehr groß negativ, groß negativ,... usw.) ausgedrückt.

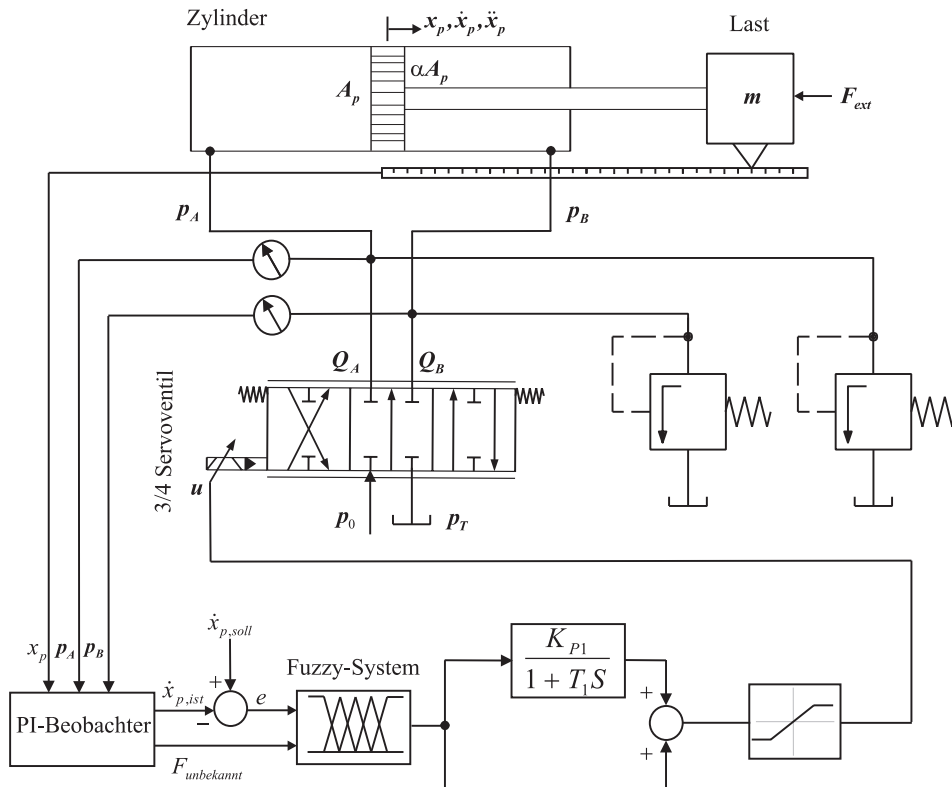


Abbildung 6.7: Geschlossener Regelkreis des hydraulischen Servosystems mit dem Fuzzy-Regler

Die Instabilitäten, die bei Verwendung eines klassischen PID-Reglers für die Regelung einer nichtlinearen zeitvarianten Regelstrecke entstehen können, hängen von den konstanten Reglerparametern ab. Die Regelung eines Systems mit diesen konstanten Reglerparametern weist daher Stabilität nur für einen engen Arbeitsbereich auf. Hingegen erzeugt der Fuzzy-Regler auch für die kleinen zeitlichen Eingangsgrößen Stellgrößen d. h. er reagiert auf kleine Änderung an seine Eingänge, da die Eingangsgrößen in den umfangreichen Wertbereichen definiert werden. Die Fuzzy-Regelung ist wegen ihres nichtlinearen Verhaltens somit stabiler und robuster als klassische Regelung. Der

rechnerische Aufwand eines Fuzzy-Reglers ist jedoch um ein vielfaches höher im Vergleich zum klassischen PID-Regler.

6.3.1 Grundentwurf eines Fuzzy-Reglers für ein hydraulisches Servosystem

Beim Entwurf eines Fuzzy-Reglers müssen die Daten über die ausgeregelte Strecke berücksichtigt werden. Die verwendeten Hydraulikzylinder des ALDURO verfahren mit der maximalen Geschwindigkeit, die berechnet wird durch

$$\dot{x}_p = \frac{Q_N \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]}{A_p \left[\text{m}^2 \right]}. \quad (6.3)$$

mit Nennvolumenstrom des Ventils Q_N und Kolbenfläche des Zylinders A_p . Die verwendeten Servoventile sind mit zwei unterschiedlichen Nennvolumenströmen $40 \frac{1}{\text{min}}$ und $12 \frac{1}{\text{min}}$ versehen. Die Beschränkung der Ein- und Ausfahrgeschwindigkeit der Zylinder werden in der Tabelle 6.3 angegeben. Ausgehend von den Werten in dieser Tabelle wird ein Geschwindigkeitsfehler von Maximum $\mp 0,1$ angenommen. Der Nenndruck von Zylindern beträgt 210 bar und der von der Pumpe 310 bar.

| Ventil | Bewegungsrichtung | $Q_{Nenn} \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$ | $\dot{x}_p \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$ | Zylinder |
|--------|-------------------|--|--|------------|
| HVM057 | Ausfahren | 40 | 0,2138 | P_1, P_4 |
| | Einfahren | | 0,2665 | |
| HVM058 | Ausfahren | 12 | 0,0641 | P_2, P_3 |
| | Einfahren | | 0,0799 | |

Tabelle 6.3: Maximal mögliche Kolbengeschwindigkeit

Die Eingangsgrößen e und F_{un} werden auf die Fuzzy-Mengen der linguistischen Variablen *Geschwindigkeitsfehler* und *unbekannte Kraft* abgebildet. Der Wertbereich jeder linguistischen Variablen wird mit den sechs Fuzzy-Mengen beschrieben. Die gaußförmige Funktion wird als Zugehörigkeitsfunktion aller Fuzzy-Mengen verwendet, wobei die Randmengen mit offener Gaußfunktion dargestellt werden. Die Zugehörigkeitsfunktionen der einzelnen Fuzzy-Mengen überlappen sich, um einen Zugehörigkeitsgrad oder mehrere für jeden Eingangswert zu erhalten. Die Zugehörigkeitsgrade im Prämissenteil einer Regel wird durch *ODER* verknüpft, wobei die Entscheidung des *WENN*-Teils durch die algebraische Summe berechnet wird. Der *ODER*-Operator bei der Akkumulation aller Entscheidungen der Regeln, die zu derselben Schlussfolgerung führen, wird durch die Maximumbildung der ergebenden Ent-

scheidungen der *WENN*-Teile vorgenommen. Die Fuzzy-Mengen der Ausgangsgrößen *normierte Ventilspannung* werden als Singleton dargestellt. Die scharfe Menge der Ausgangsgröße u^* des Fuzzy-Systems erfolgt mittels der Schwerpunktmethod als Defuzzifizierungsmethode.

Die Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Variablen *Geschwindigkeitsfehler* im Bereich $\mp 0,1$ werden zwischen GROSSPOSITIV und GROSSNEGATIV angeordnet. Die Zugehörigkeitsfunktionen um den Nullpunkt der Geschwindigkeitsfehler werden miteinander stark überlappt, damit das Fuzzy-System in diesem Bereich für kleine Regelabweichungen besser und schneller reagiert. In Abbildung 6.8a sind die Zugehörigkeitsfunktionen des Geschwindigkeitsreglers grafisch dargestellt.

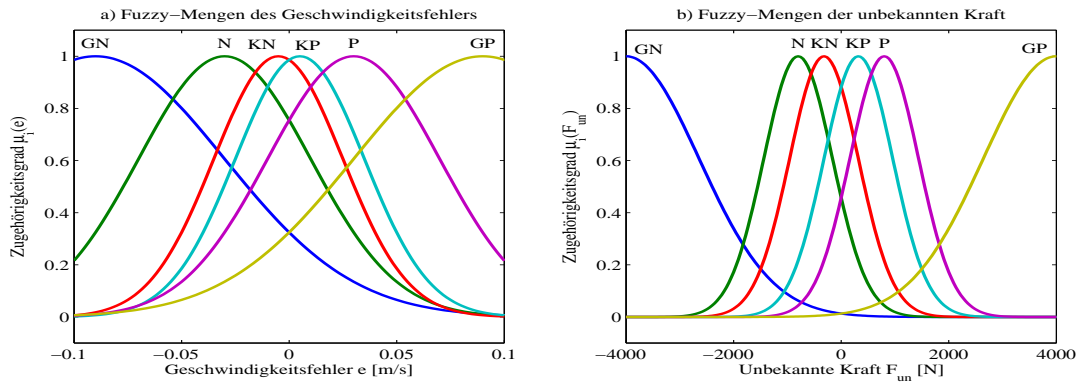


Abbildung 6.8: Linguistische Variablen zu dem Geschwindigkeitsfehler und der unbekannten Kraft

Die zweite Eingangsgröße ist die auf den Zylinder wirkende Kraft, die aus der zeitvarianten externen Kraft, den Reibkräften zwischen dem Zylinderkolben und dem Gehäuse sowie den Reibkräften der mechanischen Teile besteht. Die Gesamtmasse des ALDURO beträgt 1,6 t, daher trägt jedes Bein beim Laufen fast 0,55 t. Diese Masse wird auf die vier Hydraulikzylinder des Beines verteilt. Der größte Anteil dieser Masse wirkt sich auf die Zylinder P_1 und P_4 aus. Die auf diese Zylinder wirkende Kraft wird zu maximal ± 4 kN abgeschätzt. Dieser Bereich wird in den sechs Fuzzy-Mengen beschrieben, die zwischen GROSSPOSITIV (GP) und GROSSNEGATIV (GN) Zugehörigkeitsfunktionen angeordnet werden. Die Fuzzy-Menge (GP) der linguistischen Größe *unbekannte Kraft* wird so ausgelegt, dass sie bei größer 3,5 kN einen Zugehörigkeitsgrad von ca. 1 aufweist. Der gleiche Gedanke gilt für die Fuzzy-Menge (GN), die auf den Zylinder beim Einfahren wirkt. Abbildung 6.8b zeigt die Zugehörigkeitsfunktionen der unbekannten Kraft.

Die Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Variablen *normierte Ventilspannung*

werden im Bereich von -1 bis $+1$ lokalisiert. Die Zugehörigkeitsfunktionen bei -1 und $+1$ werden mit GROSSPOSITIV (GP) und GROSSNEGATIV (GN) beschrieben, bei denen ein starker Regeleingriff erforderlich ist. Die Bereiche geringerer Regelabweichung und geringer unbekannter Kraft werden durch die Zugehörigkeitsfunktionen KLEINNEGATIV (KN) und KLEINPOSITIV KP dargestellt, wobei ein sehr nachgiebiger Regeleingriff benötigt wird. Die grafische Darstellung der Zugehörigkeitsfunktionen der normierten Ventilspannung u^* ist in Abbildung 6.9 grafisch zu sehen.

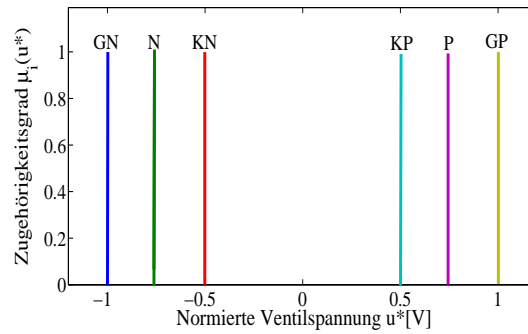


Abbildung 6.9: Linguistische Variablen zur normierten Ventilspannung $u^*[V]$

Die Prämissen werden im *WENN*-Teil mit der Konklusion *DANN*-Teil verbunden. Die Prämisse besteht hier aus zwei Teilbedingungen und nur eine Schlussfolgerung ergibt sich aus der Konklusion. Die vollständige Struktur der Regelbasis des Fuzzy-Geschwindigkeitsreglers ist graphisch 6.10 dargestellt.

Die Abbildung 6.10 kann man folgendermaßen lesen: Wenn der *Geschwindigkeitsfehler* KLEINNEGATIV und die *unbekannte Kraft* GROSSPOSITIV ist, dann ist die *normierte Ventilspannung* NEGATIV (N) (vgl. Regel 18 Abbildung 6.10). Der *Geschwindigkeitsfehler* ist also GROSSNEGATIV (GN) und die *unbekannte Kraft* NEGATIVE (N) ist und nimmt weiter ab, dabei muss das Fuzzy-System mit großer positiver Ventilspannung reagieren. Eine andere Regel ist in die Abbildung 6.10 zu sehen: Wenn der *Geschwindigkeitsfehler* GROSSPOSITIV (GP) ist und die *unbekannte Kraft* GROSSPOSITIV (GP) ist, dann sollte ein Wert KLEINPOSITIV (KP) der *normierten Ventilspannung* eingestellt werden, damit der Zylinderkolben herausgefahren wird und nicht über den Sollwert hinauschießt, sondern nachgiebig herangeführt wird.

Aus der in Abbildung 6.10 dargestellten Struktur der Regelbasis ist deutlich zu erkennen, dass durch die Regelbasis die Strategie des ausgelegten Reglers bei der Änderung der Regelabweichung sowie der unbekannten Kraft abgebildet wird (vgl. Abbildung 6.11).

6.3 Fuzzy-basierte Geschwindigkeitsregelung

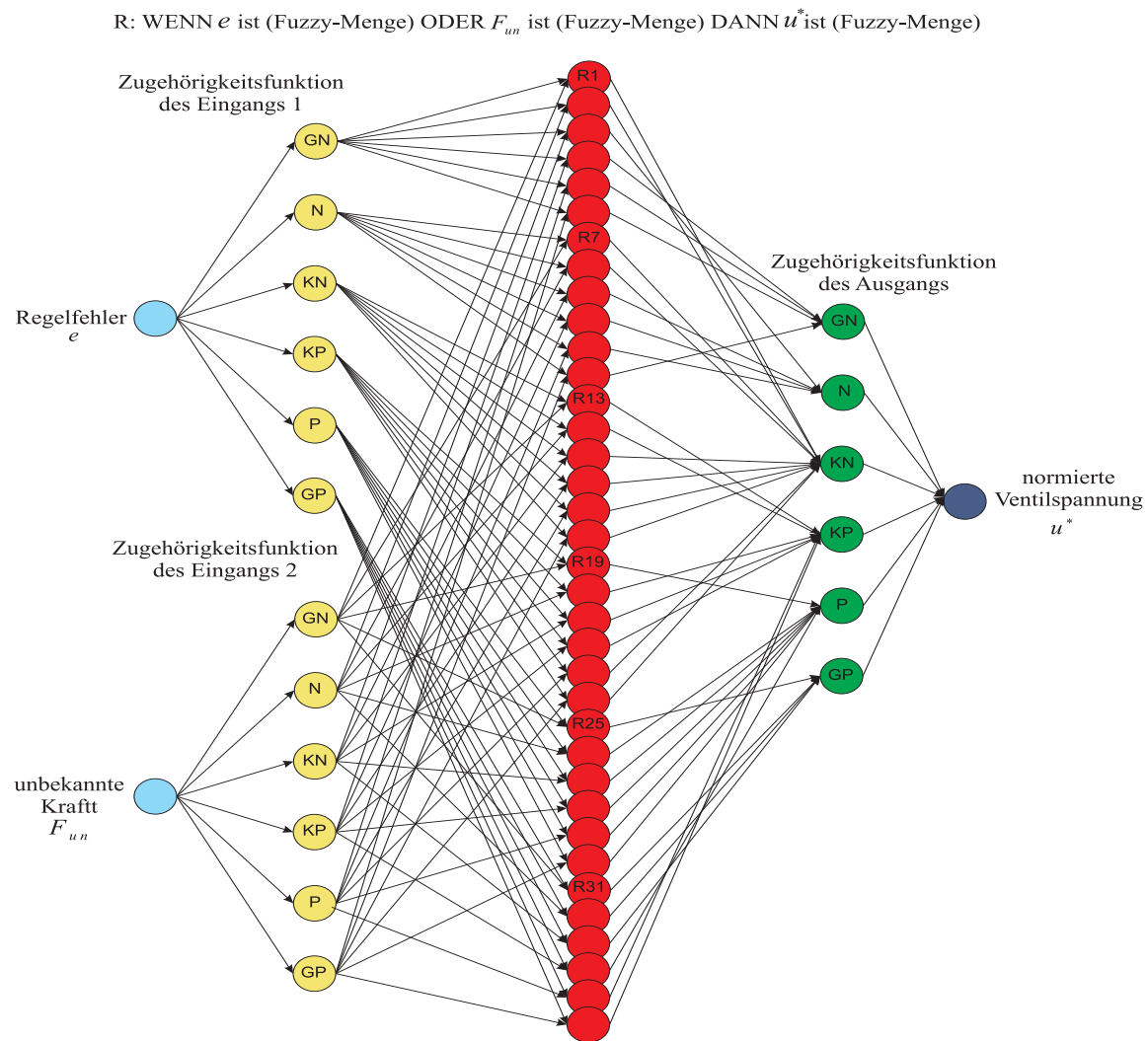


Abbildung 6.10: Vollständige Struktur der Regelbasis des Fuzzy-Geschwindigkeitsreglers

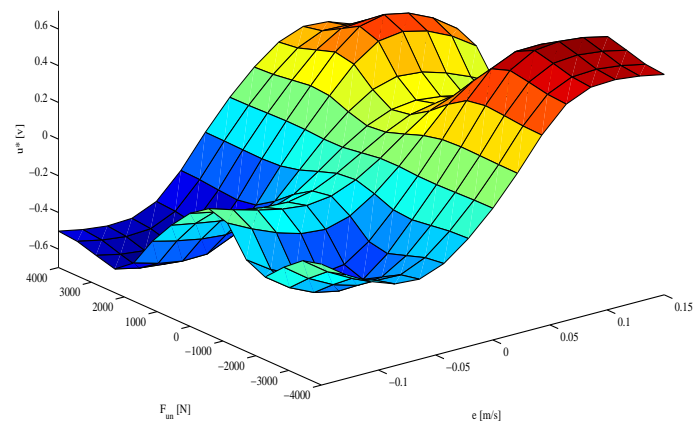


Abbildung 6.11: Fuzzy-Geschwindigkeitsregelstrategie

6.3.2 Validierung des ausgelegten Fuzzy-Geschwindigkeitsreglers

Der beschriebene Fuzzy-Geschwindigkeitsregler wird mit Hilfe des MATLAB/SIMULINK Fuzzy-Werkzeugs ausgelegt und im Antriebsystem des Beinprüfstands implementiert. Anhand des in Kapitel 4 entwickelten Modells für das hydraulische Servosystem können nun die Parameter der Zugehörigkeitsfunktionen der Ein- und Ausgangsgrößen des Fuzzy-Systems kalibriert und optimiert werden. Bei der Auslegung und Optimierung der Parameter des Fuzzy-Systems muss man berücksichtigen, dass das Fuzzy-System sich für die drei Arten der in ALDURO verwendeten Zylinder eignen soll, welche unterschiedliche Hublängen aufweisen.

Die Wertebereiche der Ein- und Ausgangsgrößen werden so ausgewählt, dass das ausgelegte Fuzzy-System für alle Zylinder verwendet werden kann. Der Einsatz mehrerer Fuzzy-Systeme mit verschiedenen Parametern der Zugehörigkeitsfunktionen ist besonders bei den Echtzeitapplikationen sehr rechenzeitaufwendig.

Zur optimalen Parameterfindung der Zugehörigkeitsfunktionen wurden mehrere Versuche durchgeführt, da das Fuzzy-System zu viele Freiheitsgrade besitzt. Es ist eine Mehrfachüberlappung der Zugehörigkeitsfunktionen der Eingangsgrößen in mehreren Teilbereichen zu sehen, damit der Regler bei kleiner Veränderung der Eingangsgrößen in diesen Teilbereichen schnell reagieren kann und nicht über den Sollwert hinausschießt. Die beste Regelgüte wird durch Auswahl der Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Variablen des *Geschwindigkeitsfehlers* und der *unbekannten Kraft* als Gaußfunktion (vgl. Abbildung 6.8) erzielt.

Die Regelbasis wird ebenfalls optimiert. Bessere Ergebnisse werden bei Verbindung der Bedingungsteile mit der *ODER*-Verknüpfung erreicht. Beim Einsatz der *ODER*-Verknüpfung werden die beiden Eingangsgrößen auf die Schlussfolgerung des *WENN*-Teils wirken. Die Akkumulation aller Entschlossenheitsgrade, die zur selben Schlussfolgerung führen, wird durch algebraische Summe ermittelt. Die beste Regelgüte wird beim Einsatz von sechs Fuzzy-Mengen für jede linguistische Größe erfüllt. Bei der Verwendung von sieben Fuzzy-Menge wird die Regelbasis vergrößert und es muss eine passende Parametrisierung des Fuzzy-Systems stattfinden. Abbildung 6.11 stellt die beste Regelstrategie dar. Je größer die Änderung der Regelabweichung ist, umso höher ist die benötigte Ventilspannung. Große Änderungen der Störkräfte führen bei kleinen Änderungen der Regelabweichung zu kleinen Ventilspannungen.

Die Darstellung in Abbildung 6.12 zeigen die Verläufe der ausgeregelten Geschwindigkeiten der Prüfstandsantriebe mit dem ausgelegten Fuzzy-Regler im Vergleich zum PI-Regler für eine kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene. Die abgeschätzten un-

bekannten Kräfte sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Sie dienen als zweite Eingangsgröße des Fuzzy-Systems.

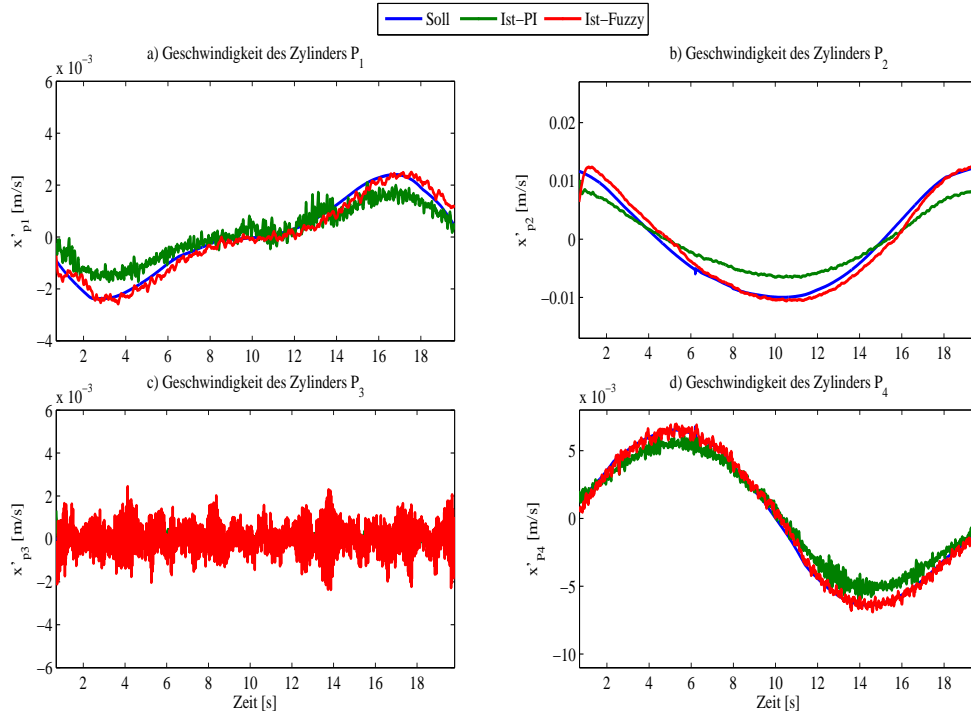


Abbildung 6.12: Geschwindigkeitsantwort der geregelten Antriebe mit PI- und Fuzzy-Regler für eine kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Zylinder der Sollgeschwindigkeiten mit gutem Zeitverhalten folgen, obwohl sie mit dem selben Fuzzy-System ohne neue Nachstellung der Parameter der Zugehörigkeitsfunktionen entsprechend den Eigenschaften jedes Zylinders geregelt werden. Das Verhalten der Zylinder mit dem Fuzzy-Regler ist erheblich besser im Vergleich zu dem mit den klassischen PI-Reglern, da die Stellgrößen durch das Fuzzy-System zu jedem Zeitpunkt in Abhängigkeit von der zeitlichen Änderung der Systemdynamik nachgestellt werden. Daher stellt man fest, dass der Fuzzy-Regler für unterschiedliche Geschwindigkeitsbereiche auch unterschiedliche optimale Reglerparameter aufweist. Die Erweiterung der Freiheitsgrade des Fuzzy-Systems kann zur Verbesserung des Verhaltens des Zylinders aber zur Verschlechterung der Anderen führen.

Zur Überprüfung der optimalen Reglerkonfigurationen wird der ausgelegte Fuzzy-Regler für weitere unterschiedliche Geschwindigkeitsbereiche eingesetzt. Die Geschwindigkeitsverläufe mit der Fuzzy-Regelung im Vergleich zu der klassischen Regelung sind für eine kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene in Abbildung 6.13 dargestellt. Abbildung 6.13 zeigt, dass die Reglerparameter der entworfenen Fuzzy-Regelung an je-

weiligen Arbeitspunkt der Ventile sehr gut angepasst sind.

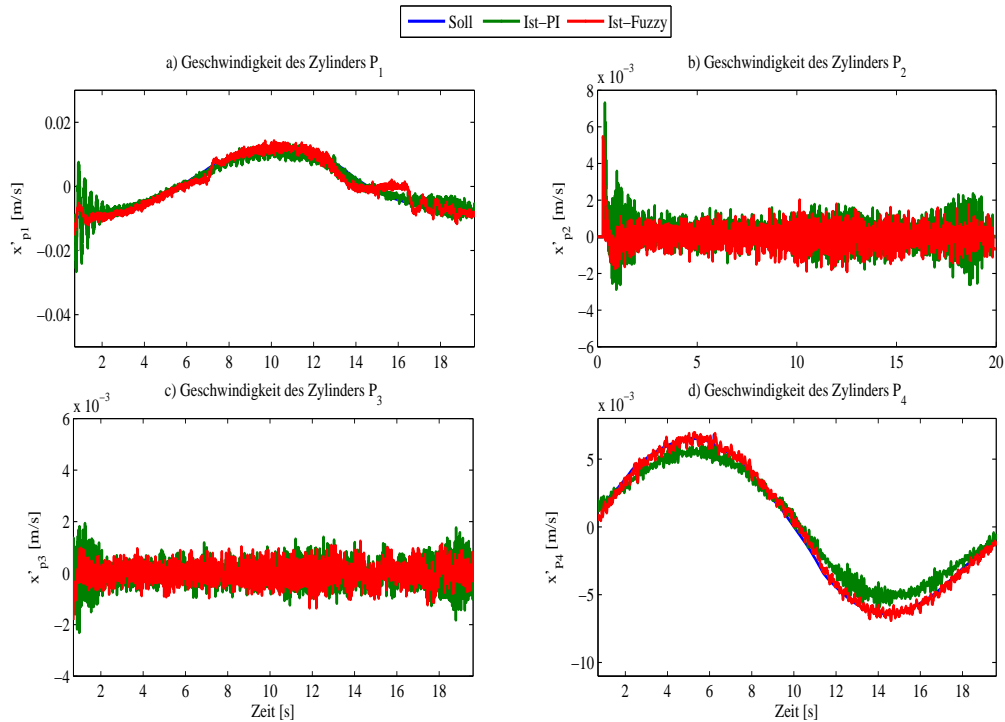


Abbildung 6.13: Geschwindigkeitsantwort der geregelten Antriebe mit PI- und Fuzzy-Regler für eine kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene

In dem Zeitraum von 12 s bis 17 s nimmt die auf den Zylinder P_4 wirkende Kraft zu, da der Fuß auf dem Boden aufsetzt. Dazu nimmt die auf den Zylinder wirkende Masse wegen der Verschiebung der Plattform ebenfalls zu. In diesem Zeitraum ist das Servoventil vollständig offen. Die vom Zylinder erzeugte Kraft reicht jedoch nicht aus, um die vorgegebene Bahn zu folgen, obwohl die Fuzzy-Regelparameter nachgeführt werden.

6.4 Adaptive Regelung mittels Fuzzy-Logik

Ein Verfahren zur Selbsteinstellung der Reglerparameter führt zur automatischen Verbesserung der Reglereinstellung und zur Senkung der Inbetriebnahmezeit, was zur Senkung der Inbetriebnahmekosten führt. In der Praxis sind häufig nur geringe Kenntnisse über das geregelte System vorhanden. Weiterhin kann die Identifikation der Regelstrecke durch die Sensoren nicht immer implementiert werden, um einen Regler anzugeben. Daher muss die Regelstrecke gut erfasst werden, um mit deren Hilfe geeignete Reglerparameter zu erzielen.

In der konventionellen Regelungstechnik ändern sich die Parameter der Strecke bzw. deren Struktur nicht, d. h. es liegt ein zeitinvariantes System vor. Praktisch verändern sich die Parameter der Strecken mit der Laufzeit der Maschine jedoch stark. Beispielsweise können die Viskosität und der Kompressionsmodul des Hydrauliköls, die Volumenstrom-Eigenschaften sowie die unbekannten Kräften nicht als konstante Werte angenommen werden. Damit kann das System instabile Eigenschaften aufweisen. Wenn die zeitvariante Systemeigenschaft gering ist, kann ein unempfindlicher und robuster Regler zur Gewährleistung der Stabilität eingesetzt werden. Selbstanpassende, sogenannte adaptive Regelsysteme sind dabei in der Lage, optimales Gesamtverhalten und Stabilität bei großen Parameterschwankungen zu garantieren. Eine Verbesserung der Regelgüte wird durch die Feinanpassung erreicht, ohne dass bei rechentechnisch realisierten Reglern der Aufwand beträchtlich steigt [15]. Wenn die Regelstrecke sich verändert und der Regler einmal festgelegt ist, können nicht erfüllt werden. Dies kann sogar zur Instabilität führen. Die Reglerparameter müssen daher in Abhängigkeit von den Eigenschaften des Regelkreises ausgewertet werden. Die benötigte Zeit ist jedoch größer als die Einschwingzeit des geschlossenen Regelkreises. Dies führt zur langsameren Verfolgung der Regelgrößen. Dieses Problem kann bei der Verwendung der Fuzzy-Logik in der Adaption vermieden werden, damit der Regelkreis linearisiert und das statische und dynamische Verhalten des Systems verbessert wird.

Hier wird die Fuzzy-Logik in der Adaption für feine Parametrisierung des klassischen PI-Geschwindigkeitsreglers eingesetzt. In Abbildung 6.14 ist die Struktur der SelbstEinstellung des PI-Reglers mit der Fuzzy-Einstellebene für ein hydraulisches Servosystem gezeigt. Der Grundgedanke besteht darin, die Regelgröße einem Soll-Signalverlauf folgen zu lassen und anhand der Fuzzy-Logik in Abhängigkeit von den vorhandenen Datensystemerfassungen die PI-Reglerparameter nachzustellen.

6.4.1 Fuzzy-adaptierter PI-Regler eines hydraulischen Servosystems

Das Prinzip der Fuzzy-Logik basiert auf der Generierung der scharfen Werte aus den unscharfen Mengen. Die Parameter des klassischen PI-Reglers werden in Abhängigkeit vom zeitlichen Verhalten des Systems fein angepasst. Die Einstellung der Skalierungsfaktoren eines Fuzzy-adaptierten Reglers setzt voraus, dass die Regelstrecke stabil ist. Dieses Einstellverfahren verlangt keine a-priori-Kenntnisse über die Ordnung, die Totzeit oder die Eigendynamik der Regelstrecke. Hier werden der proportionale Verstärkungsfaktor sowie die Haltezeit des Integrators entsprechend der zeitlichen Änderung des Lastdrucks $p_l = p_a - \alpha p_b$ und der Position der Zylinderstange x_p adaptiert, diese dienen als Eingangsgrößen des Fuzzy-Systems. Die scharfen Werte der proportionalen und integralen

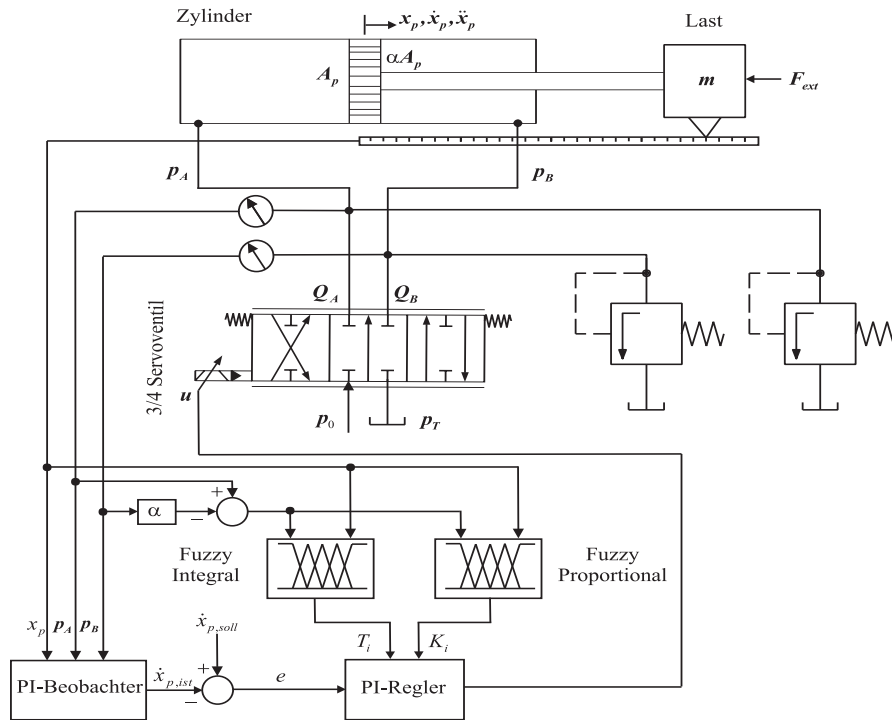


Abbildung 6.14: Struktur des Fuzzy-adaptierten PI-Reglers für ein hydraulisches Servosystem

Skalierungsfaktoren werden zu jedem Zeitpunkt mittels der Fuzzy-Adaption ermittelt. Ein flexibler Fuzzy-Adaptionsalgorithmus wird erzielt, um ihn für alle im ALDURO vorhandenen, hydraulischen Antriebe anzupassen.

Die Wertbereiche der Eingangsgrößen x_p und p_L der beiden Fuzzy-Systeme können nach Erfahrung auf vier Fuzzy-Mengen unterteilt werden. Die Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Variablen des *Lastdrucks* p_L werden zwischen NEGATIVHOCH (NH) und POSITIVHOCH im Bereich ± 200 bar angeordnet. Die Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Variable *Lastdruck* werden für die beiden Skalierungsfaktoren durch die gaußförmige Funktion abgebildet. Die Randzugehörigkeitsfunktionen sind mit seitlich offenen Gaußfunktionen dargestellt, um den Gesamtbereich der Eingangsgrößen abzudecken. Die Parameter der Zugehörigkeitsfunktionen werden um den Lastdruck im Bereich ± 70 bar so ausgewählt, dass der Überlappungsgrad stark ist. Die Parameter des PI-Reglers werden bei einer kleinen Änderung der Eigendynamik der Strecke dabei schnell angepasst und somit die Zylinderkolben schnell ausgefahren und die Sollwerte nicht überschritten. Die unscharfen Mengen für die Zugehörigkeitsfunktionen (NH) und (PH) des Lastdrucks werden so ausgelegt, dass sie bei Lastdruck größer $+200$ bar oder kleiner -200 bar einen Zugehörigkeitsgrad von 1 aufweisen.

Eine Anforderung, die an die Regelung der Ventilspannung gestellt wird, ist eine

maximale Zylinderposition x_p von 0 bis 0,25 m, da der maximale Hub der in ALDU-RO verwendeten Zylinder von 0,25 m beträgt. Dieser Bereich wird ebenfalls durch die vier Fuzzy-Mengen beschrieben, die im Bereich SEHRKLEIN (SK) und GROSS (G) sind. Die Zugehörigkeitsfunktionen des proportionalen Faktors werden durch die Gaußfunktion dargestellt. Zur Beschreibung der Fuzzy-Mengen des integralen Skalierungsfaktors werden die zwei Formen Gauß und Glocke für die Zugehörigkeitsfunktionen eingesetzt. Abbildung 6.15 zeigt die Zugehörigkeitsfunktionen des Lastdrucks p_l und der Zylinderposition x_p für die beiden Skalierungsfaktoren.

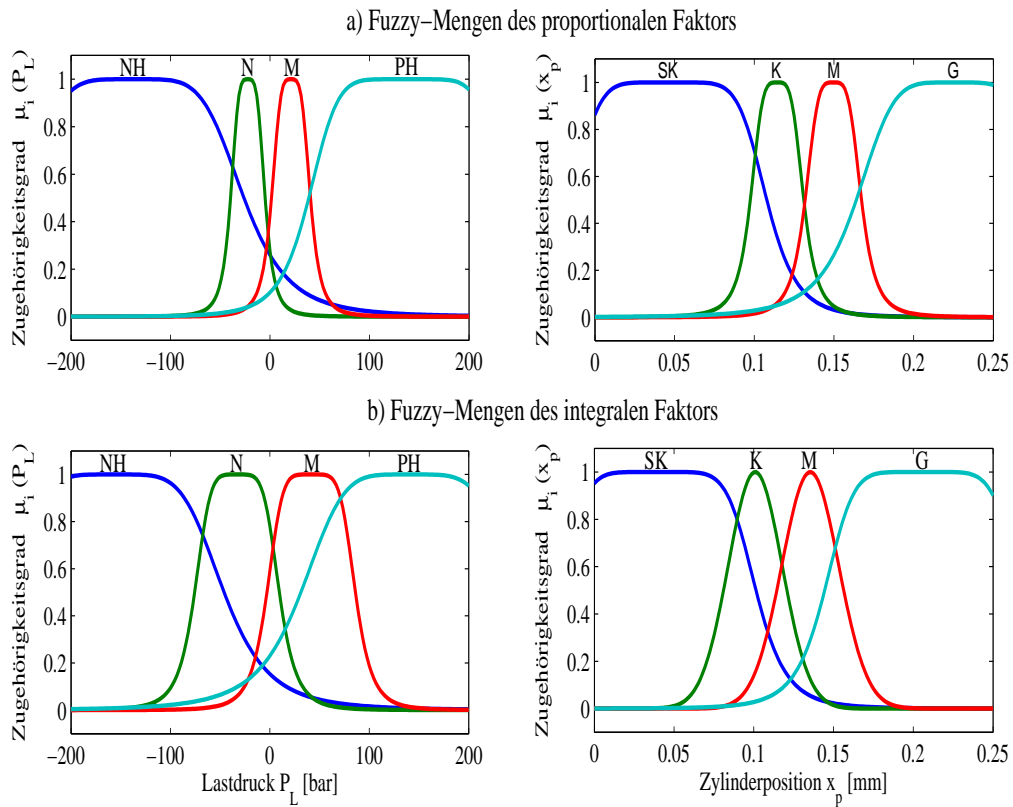


Abbildung 6.15: Fuzzy-Mengen des Lastdrucks und der Zylinderposition der beiden Skalierungsfaktoren des PI-Reglers

Die **Prod-MAX** Inferenzmethode wird eingesetzt, wobei die Schlussfolgerung der Bedingung einer Regel durch das algebraische Produkt für die beiden Fuzzy-Systeme ausgewertet und die maximalen Werte aller sich ergebenden Entschlossensgrade der **WENN**-Teile akkumuliert, die zur selben Schlussfolgerung der **DANN**-Teile führen.

Die Zugehörigkeitsfunktionen der Ausgangsgrößen der beiden Fuzzy-Systeme sind vom Typ Singleton, da der Fuzzy Takagi-Sugeno-Regler eingesetzt wird. Die Ausgangsgrößen der Fuzzy-Systeme sind auf 16 Singletons aufgeteilt, deren Werte analytisch berechnet

werden. Die Lagen der Singletone für beide Fuzzy-Systeme werden in Tabelle 6.4 beschrieben.

| Proportional Faktor | | Integral Faktor | |
|---------------------|-------------|-----------------|-------------------------|
| <i>Mengen</i> | <i>Lage</i> | <i>Mengen</i> | <i>Lage</i> |
| K_1 | 1,236 | T_1 | 0,001116 |
| K_2 | 0,01281 | T_2 | $-3,957 \times 10^{-5}$ |
| K_3 | -0,06336 | T_3 | $-3,723 \times 10^{-5}$ |
| K_4 | 0,08118 | T_4 | 0,0002828 |
| K_5 | 0,03513 | T_5 | 0,000387 |
| K_6 | 0,0001814 | T_6 | $-1,131 \times 10^{-5}$ |
| K_7 | 0,002773 | T_7 | $-1,117 \times 10^{-5}$ |
| K_8 | 0,118 | T_8 | 0,0003387 |
| K_9 | 0,118 | T_9 | 0,0003387 |
| K_{10} | 0,002773 | T_{10} | $-1,117 \times 10^{-5}$ |
| K_{11} | 0,0001814 | T_{11} | $-1,131 \times 10^{-5}$ |
| K_{12} | 0,03513 | T_{12} | 0,000387 |
| K_{13} | 0,08118 | T_{13} | 0,0002828 |
| K_{14} | -0,06336 | T_{14} | $-3,723 \times 10^{-5}$ |
| K_{15} | - 0,01281 | T_{15} | $-3,957 \times 10^{-5}$ |
| K_{16} | 1,236 | T_{16} | 0,001116 |

Tabelle 6.4: Lage der Singletons der Ausgangsgrößen des proportionalen und des integralen Faktors

Die Regelbasis besteht aus den 16 Regeln, die als Matrizen in Tabellen 6.5 und 6.6 beschrieben werden. Aus der Matrix kann z. B. folgendes abgelesen werden: Wenn der *Lastdruck* NEGATIVHOCH ist und die *Zylinderposition* GROSS ist, dann ist der *proportionale Skalierungsfaktor* (K_4) und der *integrale Skalierungsfaktor* (T_4). Die Reglerparameter des PI-Reglers beim *Lastdruck* NIEDRIG und bei der *Zylinderposition* KLEIN werden durch den *proportionalen Skalierungsfaktor* (K_6) und den *integralen Skalierungsfaktor* (T_6) adaptiert. Dies führt zur Verringerung der proportionalen Verstärkung und zur Vergrößerung der Haltezeit des klassischen PI-Reglers. Daher nimmt die Eigendämpfung ab. Abbildungen 6.16 und 6.6 zeigen die Regelstrategien zur Erzeugung der proportionalen und integralen Skalierungsfaktoren.

Die scharfen Werte der Skalierungsfaktoren ergeben sich aus den unscharfen Fuzzy-Mengen der linguistischen Variablen *Lastdruck* und *Zylinderposition* mit Hilfe von Defuzzifizierung. Die Schwerpunkt-Defuzzifizierungsmethode wird für Berechnung des proportionalen Skalierungsfaktors eingesetzt und die Summe-Defuzzifizierungsmethode für die Ermittlung des integralen Skalierungsfaktors.

| Ventil- spannung | Zylinderposition | | | | |
|---------------------|------------------|----------|----------|----------|----------|
| | <i>Mengen</i> | SK | K | M | G |
| Last- druck | NH | K_1 | K_2 | K_3 | K_4 |
| | N | K_5 | K_6 | K_7 | K_8 |
| | M | K_9 | K_{10} | K_{11} | K_{12} |
| | PH | K_{13} | K_{14} | K_{15} | K_{16} |

Tabelle 6.5: Matrix der Regelbasis des proportionalen Skalierungsfaktors

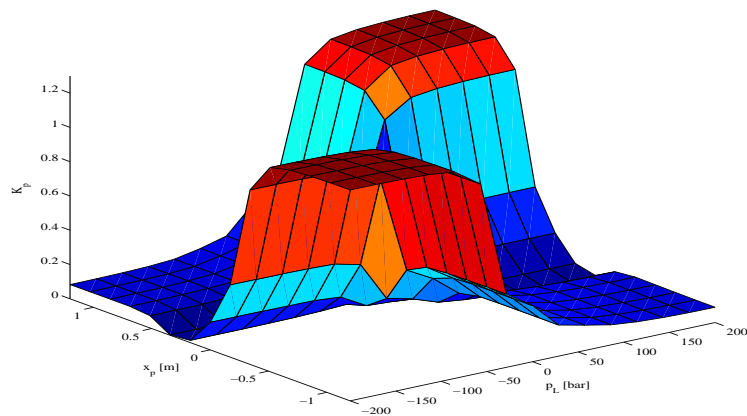


Abbildung 6.16: Regelstrategie zur Erzeugung des proportionalen Skalierungsfaktors

| Ventil- spannung | Zylinderposition | | | | |
|---------------------|------------------|----------|----------|----------|----------|
| | <i>Mengen</i> | SK | K | M | G |
| Last- druck | NH | T_1 | T_2 | T_3 | T_4 |
| | N | T_5 | T_6 | T_7 | T_8 |
| | M | T_9 | T_{10} | T_{11} | T_{12} |
| | PH | T_{13} | T_{14} | T_{15} | T_{16} |

Tabelle 6.6: Matrix der Regelbasis des integralen Skalierungsfaktors

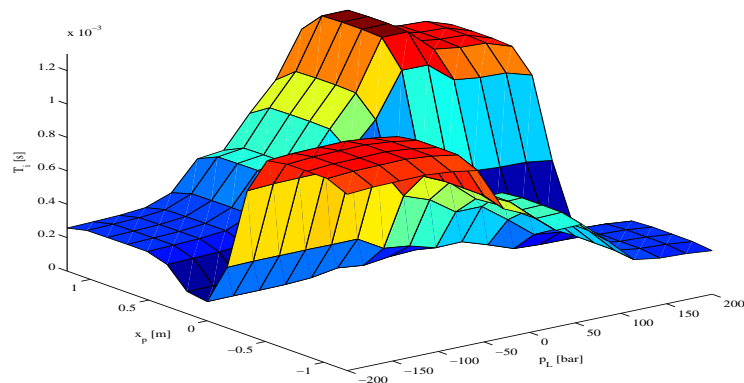


Abbildung 6.17: Regelstrategie zur Erzeugung des integralen Skalierungsfaktors

6.4.2 Experimentelle Ergebnisse am Beinprüfstand

Die umfangreichen Freiheitsgrade des Fuzzy-Systems führen zu einer langen Optimierungszeit der Parameter. Um optimale Reglerparameter zu erhalten, werden mehrere Versuche zur Kalibrierung der Anzahl und der Parameter der Zugehörigkeitsfunktion der linguistischen Variablen *Lastdruck* und *Zylinderposition* durchgeführt. Die beste Regelgüte der hydraulischen Antriebe am Beinprüfstand wird mit den in Abbildung 6.15 dargestellten Zugehörigkeitsfunktionen erfüllt.

Der Einflussgrad zu einer Änderung der Eingangsgröße hängt vom sich ergebenden Zugehörigkeitsgrad ab, da die Prämissen mit dem *UND*-Operator (Algebraische Produktbildung) verbunden sind (siehe Anhang B). D. h. je größer der Zugehörigkeitsgrad einer Eingangsgröße ist, desto stärker ist ihr Einfluss auf die resultierenden Entschlussheitsgrade bei der Akkumulation. Die Unterteilung der Wertbereiche der Eingangsgrößen in fünf Fuzzy-Mengen oder mehr vergrößert die Freiheitsgrade des Fuzzy-Systems, daher muss eine passende Parametrisierung gefunden werden. Die besten Ergebnisse werden bei der Verwendung einer Regelbasis mit 16 Einträgen erzielt, die in den Tabellen 6.5 und 6.6 beschrieben werden. Wenn der Lastdruck hoch und die Zylinderposition klein ist, benötigt der PI-Regler einen großen proportionalen Skalierungsfaktor und einen großen integralen Skalierungsfaktor. Der Signalverlauf erreicht daher schnell das Ziel und die verbleibende Regelabweichung wird verkleinert.

Der Verstärkungsfaktor des PI-Reglers mit dem Wert von $K_p = 1,35$ wird durch den Ausgang des proportionalen Fuzzy-Systems skaliert. Die konstante integrale Verstärkung des PI-Reglers mit dem Wert von $K_I = 0,25$ wird durch den integralen Skalierungsfaktor dividiert. Abbildung 6.18 zeigt die Geschwindigkeitsantworten der Beinprüfstandsantriebe für die kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene. Die Grafik zeigt vergleichend, wie sich die Antriebe mit der klassischen Fuzzy- und Fuzzy-Adaption-Regelung verhalten. Die schnelle Steigung der Lastdrücke am Anfang führt zu den Einschwingvorgängen der Verläufe (vgl. Abbildung 6.18 und Abbildung 6.19). Aus der Grafik geht hervor, dass die Reglerparameter in Abhängigkeit von den aktuell berechneten Lastdrücken sowie den aktuellen Zylinderpositionen angepasst worden sind. Die Signalverläufe verfolgen mit dem Fuzzy-adaptierten PI-Regler die Sollwerte. Die Verläufe der Geschwindigkeiten weisen mit dem PI-Regler und mit dem Fuzzy-Regler Verzögerung auf (Vgl. Abbildung 6.18b). Daher stellt man fest, dass die Verwendung der Fuzzy-Logik in der Adaption für Nachstellung des klassischen PI-Reglers im Vergleich zu den anderen eingesetzten Regelkonzepten zu einer höheren Regelgüte führen.

Die Untersuchung der optimierten Reglerparameter ist bei der anderen Fußbahn in sofern kritisch, als die auf die Antriebe zunehmend wirkenden Kräfte im allgemeinen große

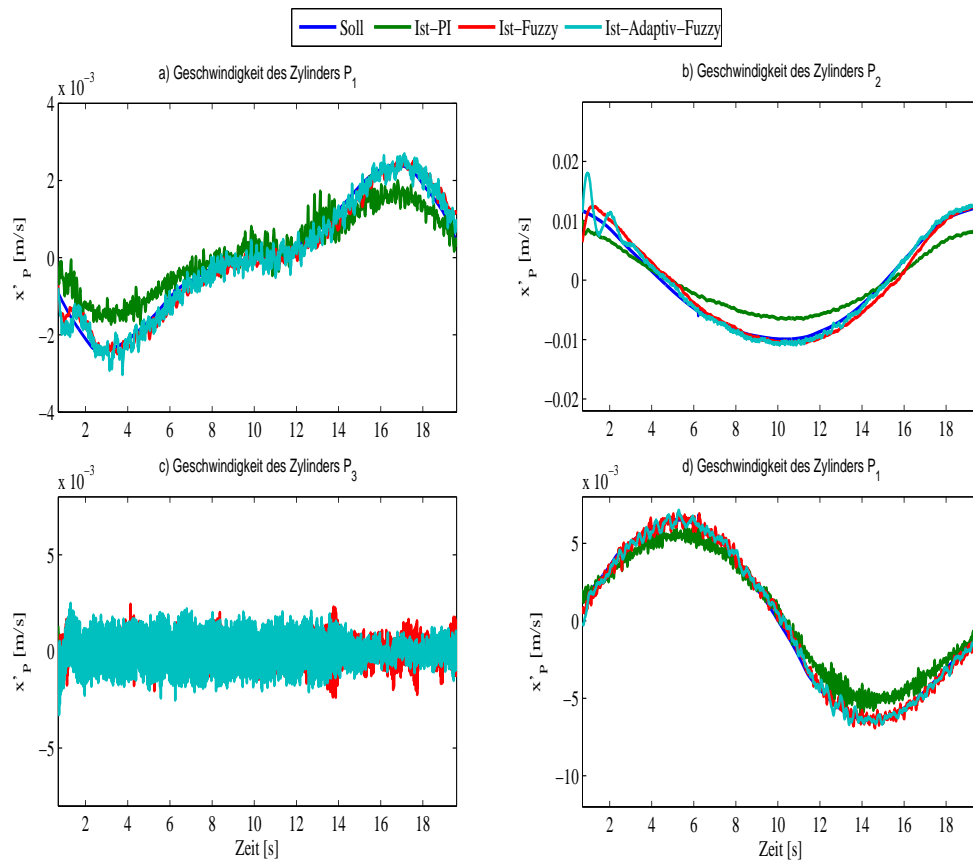


Abbildung 6.18: Geschwindigkeitsantwort der geregelten Antriebe mit PI-, Fuzzy- und Fuzzy-adaptiertem PI-Regler für eine kreisförmige Fußbahn parallel zur Bodenebene

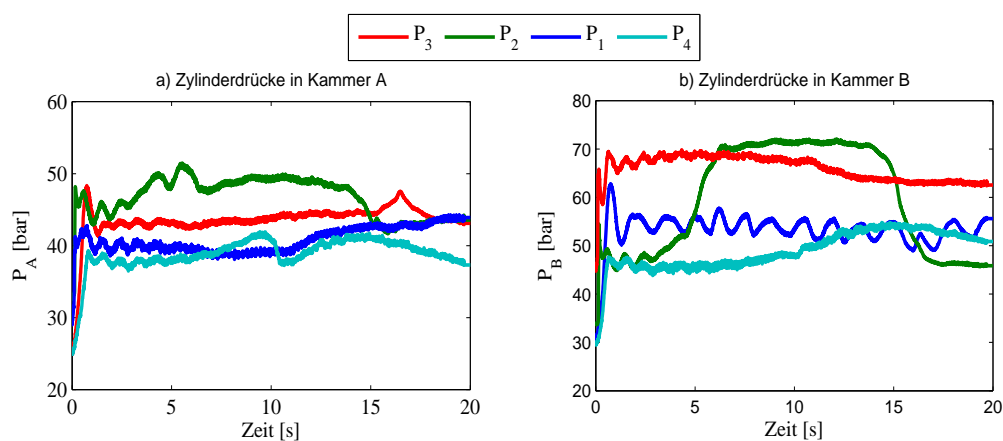


Abbildung 6.19: Drücke der Zylinderkammern A und B bei der kreisförmigen Fußbahn parallel zur Bodenebene

Reglerverstärkungen implizieren. Die Instabilität des Antriebssystems liegt bei solcher Änderung vor, wenn es mit der klassischen Regelung ausgeregelt wird. Die Darstellung in Abbildung 6.20 zeigt die Geschwindigkeitsverläufe der Antriebe für die kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene. Die auf die Zylinder wirkende Kraft hat durch den Fuß-Bodenkontakt und die Bewegung der Plattform zugenommen.

Die Grafik verdeutlicht die schnelle Reaktion der Antriebe mit der Fuzzy-Adaption durch eine Nachführung der Reglerparameter bereits während der Bewegung des Antriebs. Wenn der Fuß den Boden berührt und die Plattform sich bewegt, ist die erzeugende Kraft von Zylinder P_1 nicht ausreichend, obwohl das Servoventil vollkommen geöffnet ist. Dies führt zur Verschwingung des Systems bei $t = 15$ s (Vgl. Abbildungen 6.20a, d).

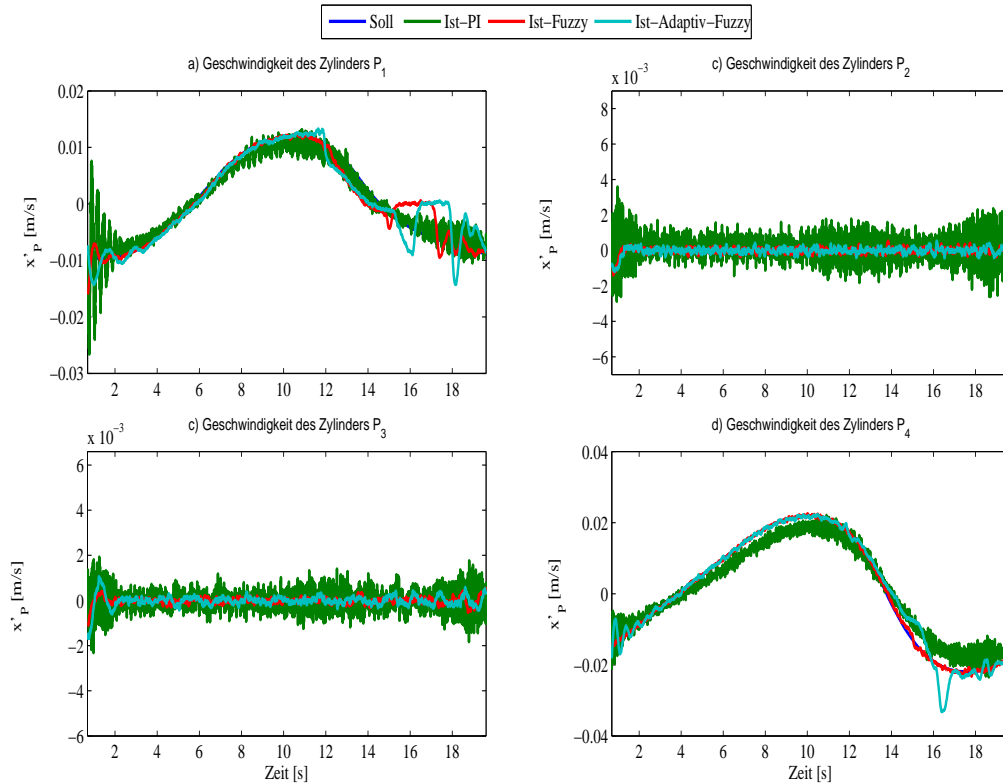


Abbildung 6.20: Geschwindigkeitsantwort der geregelten Antriebe mit PI-, Fuzzy- und Fuzzy-adaptiertem PI-Regler für eine kreisförmige Fußbahn senkrecht zur Bodenebene

Abbildung 6.21 zeigt die Druckverläufe während der Bewegung des Beinprüfstand mit der kreisförmigen Fußbahn senkrecht zur Bodenebene. Aufgrund des Bodenkontakts und der zunehmenden Gewichtskraft sind der Druck in Kammer A des Zylinders P_1 und der Druck in Kammer B des Zylinders P_4 gestiegen, d. h. die Druckkraft des Zylinders P_1

und die Zugkraft des Zylinders P_4 werden erhöht, um die Sollwerte zu erreichen.

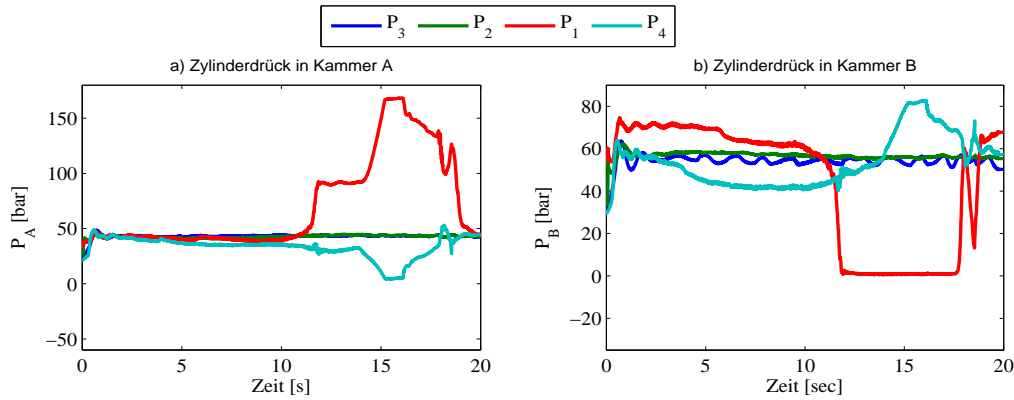


Abbildung 6.21: Drucke der Zylinderkammern A und B bei der kreisförmigen Fußbahn senkrecht zur Bodenebene

Die Möglichkeiten zum Einsatz von Fuzzy-Logik bei der Regelung sind jedoch durch die zur Verfügung gestellte Rechenleistung, Grenzen gesetzt, da die große Anzahl der Zugehörigkeitsfunktionen zur Vergrößerung der Regelbasis führt. Die beste Regelgüte mit dem Einsatz der Fuzzy-Regelung wie o.a. kann nur mit der Anzahl der Zugehörigkeitsfunktionen größer als vier erzielt werden. Daher ist der Einsatz der Fuzzy-Logik in der direkten Umsetzung von Regelung im Vergleich zu ihrer Verwendung in der Adaption der Reglerparameter rechenzeitaufwendig, wodurch die geringe Rechnerzeit von besonderer Bedeutung bei der Echtzeit Applikation hat. Der Einsatz einer direkten Fuzzy-Regelung im geschlossenen Regelkreis erfordert weiterhin mehr Kenntnisse über das Verhalten der Systemdynamik. Dabei benötigt eine direkte Fuzzy-Regelung hohe Optimierungszeit ihrer Parameter. Diese Art von Fuzzy-Regelung eignet sich, wenn das Systemverhalten sich in Abhängigkeit von einigen Dynamikeigenschaften des Systems verändern soll, wie z. B. die Änderung der Stellgröße entspricht der auf den Zylinder wirkenden Lastmassenvariation in ALDURO.

7 Zur Berechnung des geforderten Pumpenvolumenstroms

Wegen ihres flexiblen Aufbaus, der hohen Leistungsdichte und Zuverlässigkeit bei allen Antriebs- und Steuerungsaufgaben des Antriebssystems kommen hydraulische Antriebssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen häufig zum Einsatz. Die Schreitbewegung des Laufroboters ALDURO wurde durch 16 Hydraulikzylinder realisiert. Mehrere hydraulische Zylinder sollen dabei unabhängig voneinander und gleichzeitig in Bewegung gesetzt werden. Dies führte zur Überbelastung des Versorgungssystems, da die verwendeten Pumpen in mobilen Arbeitsmaschinen meist mit konstantem Druck vorgesehen sind. In ALDURO sowie oftmals in Arbeitsmaschinen wurde das *Load-Sensing-System* (LS-System) eingesetzt. Das eingesetzte LS-System basiert auf den Druckabfällen der Verbraucher, so dass das Verdrängungsvolumen der Pumpe auf die von Verbrauchern benötigte Menge abgestimmt wird. Dabei wird ein Volumenstrom gefordert, welcher von der zwischen der Pumpe und den Verbrauchern gemessenen Druckdifferenz abhängig ist. Durch ein LS-Regler wird das Versorgungsdrucksystem an den höchsten Druckabfall nachgestellt. Dieses System dient zur Verringerung der hydraulischen Verluste und zur Erhöhung der Zuverlässigkeit sowie der Effizienz des Versorgungssystems [59].

Um die auftretenden Kräfte während der Standphasen auf den vier oder drei Beinen zu berechnen, wird ein dynamisches Simulationsmodell des ALDURO erstellt. Anhand dieses Modells können die benötigten Zylinderkräfte bei einem statisch stabilen Gangmuster ermittelt werden. Dabei kann eine Überprüfung des geförderten Pumpenvolumenstroms bei den jeweiligen Gangarten vorgenommen werden. Die Entwicklungsumgebung für den Laufroboter ALDURO umfasst verschiedene Teilgebiete wie Modellierung des Untergrundes sowie der Dynamik des Systems, Gangmusterengenerierung und Implementierung eines effizienten Kinematik-Modells zur Vorgabe der Sollbewegung bei der Regelung des Systems. Dieses wird mittels des Simulationswerkzeugs MODELICA/DYMOLA erzielt. Die Komplexität der Dynamik des ALDURO kann somit weitgehend mit Simulationswerkzeugen beschrieben werden.

Bei der Fortbewegung vierbeiniger Lebewesen sind unterschiedliche Gangarten zu beobachten. Dabei hängt die Ausführung eines Gangmusters von verschiedenen Einflussfaktoren ab. Dazu gehören z. B. die Fortbewegungsgeschwindigkeit, das Gewicht des Lebewesens und die Bodenschaffenheit. Daher werden die Koordinaten der Bewegung der einzelnen Beine durch ein Gangmuster beschrieben, das von der durch den Bediener vorgegebenen Bewegung und Orientierung des Zentralkörpers abhängt. Die Gangarten von Laufrobotern lassen sich in zwei Klassen einteilen: *periodische* und *nichtperiodische* Gangarten [65]. In strukturierten Geländen ist die *periodische* Gangart effizienter für eine hohe Fortbewegungsgeschwindigkeit. Die statische Stabilität des Laufroboters ALDURO muss während der Bewegung immer gewährleistet werden. Um eine Simulationsumgebung des ALDURO für die Überprüfung des geforderten Pumpenvolumenstroms aufzubauen, wird ein periodisches Gangmuster eingesetzt.

7.1 Bewegungsplanung

Laufroboter mit mehr als drei Beinen können sich mit Hilfe von sowohl dynamischen als auch statischen Gangmustern fortbewegen. Bei statischer Stabilität müssen die Beine so koordiniert werden, dass zu jedem Zeitpunkt mindestens drei Beine Bodenkontakt haben. Weiterhin muss der Schwerpunkt des Laufroboters innerhalb des von den Kontaktpunkten aufgespannten Aufstandspolynoms bleiben. Die Stabilität ist beim Gehen daher ein wichtiger Gesichtspunkt. Ausgehend von geometrischen Änderungen des Mehrkörpersystems, welche durch das periodische Gangmuster generiert werden, wird das Dynamik-Modell von ALDURO beim Gehen analysiert. Dabei werden die geforderten Zylinderkräfte für solche Bewegungen berechnet.

7.1.1 Statische Stabilität

Während der Bewegung des Laufroboters müssen die Beine so gestellt werden, dass die Stabilität zu jedem Zeitpunkt gewährleistet werden kann. Dieser Betriebszustand des Laufroboters wird als stabil bezeichnet. Zur Beurteilung der statischen Stabilität wird die sogenannte Kippstabilität nach Song und Waldron betrachtet [96]. Die Kippstabilität ergibt sich aus dem Normalenabstand des Schwerpunktes des Laufroboters S_G (vertikale Projektion des Schwerpunktes in die Untergrundebene) zu den Kanten des Aufstandspolynoms, welches aus den tragenden Beinen entsteht (vgl. Abbildung 7.1).

Die Längsstabilität S_L ist das Minimum aller Werte der Kippachsen d_i während eines vollständigen Zyklus. Ein Bewegungsablauf ist somit statisch stabil, wenn $S_L \geq 0$

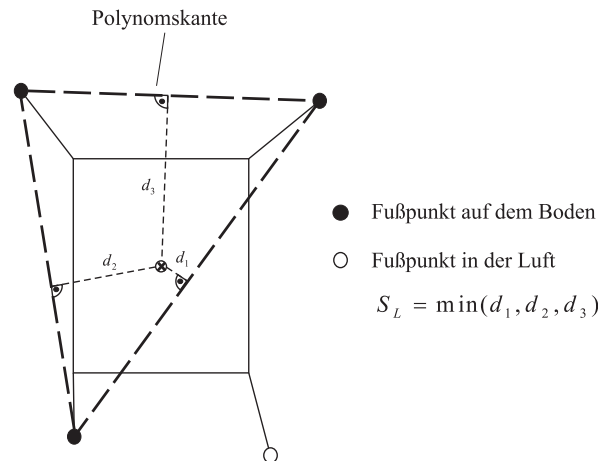


Abbildung 7.1: Aufstandspolynom mit Kippachsenabständen

gilt. Es wird gewährleistet, dass der Schwerpunkt des Laufroboters zu jedem Zeitpunkt innerhalb des aktuellen Aufstandspolynoms liegt und somit ein statisch stabiler Bewegungsablauf gewährleistet ist. Um die statische Stabilität des Laufroboters zu garantieren, müssen sowohl die Beschleunigung des Zentralkörpers des Laufroboters als auch des Schwingbeins gering sein.

7.1.2 Eingesetztes periodisches Gangmuster

Bei dieser Gangart wird die Schrittfolge der Füße festgelegt und der Zentralkörper mit konstanter Geschwindigkeit fortbewegt. Der Einsatz eines periodischen Gangmusters ist vorteilhaft in strukturierten Geländen, da es eine schnelle Fortbewegung gestaltet [27]. Nicht periodische Gangarten, wie z. B. Free Gait bieten Möglichkeiten zur Fortbewegung des Roboters in unebenem Gelände mit höherer Stabilität und Geschwindigkeit. Diese Gangart besitzt eine sehr gute Anpassungsfähigkeit für Geländeformen [22]. Verschiedene graphische Methoden zur Gangartanalyse werden in der Arbeit von Mehren [65] vorgestellt. In Abbildung 7.2 ist ein Gangdiagramm für statisch stabiles Gehen dargestellt. Bei dieser Darstellung wird die Zeit auf die für einen Schrittzyklus benötigte Zyklusdauer T , normiert. Die Tragphase des entsprechenden Beins wird als horizontale Linie dargestellt. Abbildung 7.2 verdeutlicht, dass drei Beine immer Bodenkontakt haben. Das ist gerechtfertigt unter der Bedingung, dass die statische Stabilität des Laufroboters zu jedem Zeitpunkt gewährleistet wird. Bei dieser Gangart wird der Schrittzyklus offline so optimiert, dass die maximale Stabilität und die minimale Fortbewegungsgeschwindigkeit erzielt werden können, wodurch der Energieverbrauch minimiert wird.

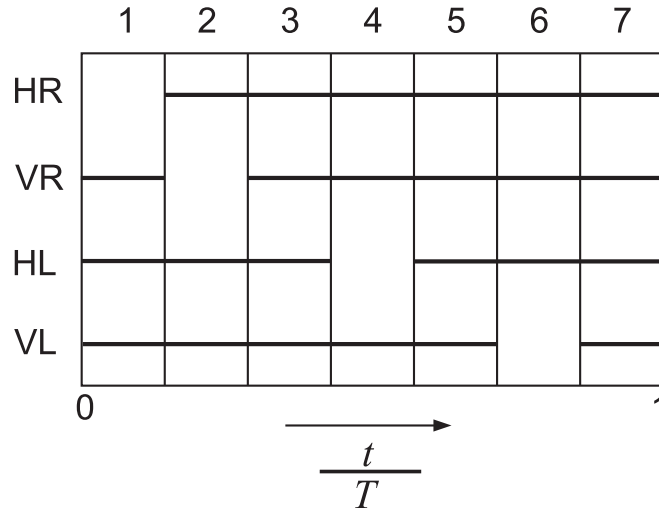


Abbildung 7.2: Statisch stabile periodische Gangart für ALDURO

7.1.3 Bewegungsplanung

Die Sollwerte der Bewegung des Zentralkörpers werden durch den Bewegungsplan vorgegeben, welche die Position des Zentralkörpers $r_{FPJ}(t)$ und dessen Orientierung $\varphi_{FBJ}(t)$ sowie deren Zeitableitungen $\dot{r}_{FPJ}(t)$, $\ddot{r}_{FPJ}(t)$, $\dot{\varphi}_{FBJ}(t)$ und $\ddot{\varphi}_{FBJ}(t)$ vorgibt. In dieser Arbeit werden nur die Position des Zentralkörpers $r_{FPJ}(t)$ und deren Zeitableitungen als Führungsgrößen eingesetzt. Die Orientierung $\varphi_{FBJ}(t)$ wird zu null gesetzt. Um die statische Stabilität des Roboters während der Bewegung zu garantieren, muss der Zentralkörper mit der geringstmöglichen translatorischen Beschleunigung zum Ziel bewegt werden. Die nächste Position des Zentralkörpers wird aus der vorgegebenen Translationsgeschwindigkeit berechnet. Die Fortbewegung des Zentralkörpers wird in Richtung der X-Achse des festgelegten Koordinatensystems K_I ausgeführt.

Die Bewegungsplanung für den Fußpunkt soll so beschrieben werden, dass sich die Beine unabhängig voneinander in der Schwingphase bewegen lassen. Dabei sollen sowohl die Position $P_f(t)$ des Fußpunkts bezüglich des Inertialkoordinatensystems K_I als auch ihre zeitlichen Ableitungen $\dot{P}_f(t)$ und $\ddot{P}_f(t)$ angegeben werden. Beim nicht periodischen Gangmuster werden die Bewegungsgrößen $P_f(t)$, $\dot{P}_f(t)$ und $\ddot{P}_f(t)$ des Schwingbeins nicht direkt vom Bediener angegeben, sondern in Abhängigkeit der Zentralkörperbewegung und dem aktuellen Arbeitsraum des Beines ermittelt. Der Arbeitsraum des Beins wird als Ellipse mit einer konstanten Breite von 50 cm und einer konstanten Länge von 100 cm angenommen. Die maximale Schritthöhe wird zu 60 cm gesetzt. Dies gewährleistet, dass sich das Bein immer innerhalb seines realen Arbeitsraums bewegt.

Zur Darstellung der Trajektorie des Fußpunktes wird eine kreisförmige Funktion

gewählt. Mit dieser Funktion wird der Fußpunkt senkrecht zum Boden mit geringer Geschwindigkeit angehoben sowie senkrecht auf den Boden mit geringen Geschwindigkeiten aufgesetzt. Dies gewährleistet, dass die Geschwindigkeiten am Start- und Endpunkt der Fußtrajektorie Null sind. Daraus ergeben sich die Komponenten P_x , P_y und P_z des Fußpunktes P_f zu:

$$P_f = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{ab} + h \cos(2\pi f(\frac{t}{nT_{Schwing}})) \\ y_{ab} - h \sin(2\pi f(\frac{t}{nT_{Schwing}})) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.1)$$

mit der Position des Ablösepunktes $(x_{ab}, y_{ab}, 0)$, der maximalen Schritthöhe h , der Schwingzeit $T_{Schwing}$ und der Zahl der Schrittfolge des Gangs $n = 1, \dots, 7$. Die Auswahl eine Zykloide für eine Trajektorie des Fußpunkts führt beim Übergang zwischen der drei- und vierbeinigen Standphase zur langsamen Ent- bzw. Belastung der Stellzylinder, d. h. beim Anheben und Aufsetzen eines Fußes wird nicht sofort die volle Kraft übernommen. Die Translationsgeschwindigkeit v_f wird durch die zeitliche Ableitung der Position des Fußpunkts in der Gleichung 7.1 ermittelt.

7.2 Bodenmodell als Stoßmodell

Um die Aufstandskräfte der Füße zu berechnen, muss der Kontakt zwischen den Füßen und dem Boden modelliert werden. Dieser Kontakt kann mit Hilfe eines Feder-Dämpfer-Elements verwirklicht werden. Bei der Interaktion des Laufroboters ALDURO mit dem Untergrund tritt ein Kontakt zwischen Punkt und Ebene auf. Zur Modellierung des Kontakts zwischen einem Punkt und einer Ebene eignet sich das regularisierte Stoßmodell [45], [54]. Das Fuß-Bodenkontaktmodell von Müller [68] für den Laufroboter ALDURO, das auf dem Modell von Lüder et al. [54] basiert, wird bei der Entwicklungsumgebung in MODELICA/DYMOLA eingesetzt, wobei das dreidimensionale Kontaktmodell aus drei orthogonal zueinander stehenden Feder-Dämpfer-Elementen besteht (vgl. Abbildung 7.3). Die vom Fußpunkt in der Ebene ausgeübte Tangentialkraft wird \mathbf{F}_t mit Hilfe von der quasistatischen Reibkraft \mathbf{F}_r , die von der Normalkraft auf die Ebene abhängt, berechnet. Man kann den Vektor $\mathbf{t} = \mathbf{r}_f - \mathbf{r}_s$, der von Gleitschuh-Referenzsystem K_s zum Referenzsystem K_f des Fußpunkts fährt, bezüglich des Koordinatensystems K_t in einen Anteil normal zur Ebene

$${}^t\mathbf{t}_n = \begin{bmatrix} 0 \\ {}^t\mathbf{t}_y \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.2)$$

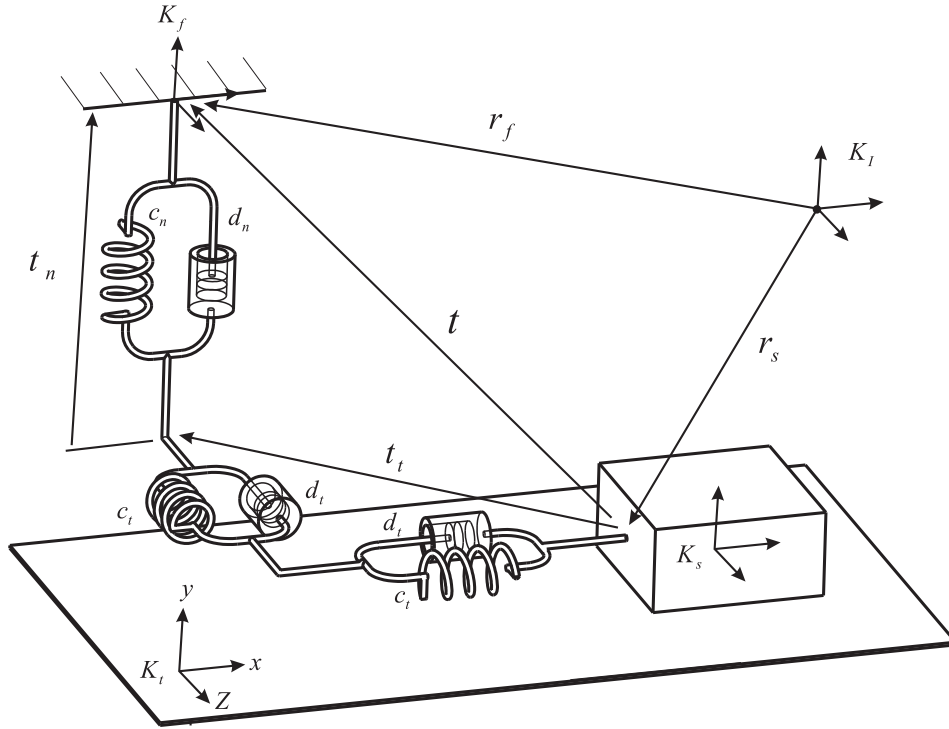


Abbildung 7.3: Dreidimensionales Kontaktmodell [68]

und einen Teil in der Ebene

$${}^t\mathbf{t}_t = \begin{bmatrix} {}^t\mathbf{t}_x \\ 0 \\ {}^t\mathbf{t}_z \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

aufteilen. Bei ${}^t\mathbf{t}_y \leq 0$ hat der Fuß Bodenkontakt, andernfalls befindet sich der Fuß in der Schwingphase. Die Normalkraft vom Fuß auf den Boden berechnet sich zu

$$\mathbf{F}_n = \begin{cases} \mathbf{0} & \text{für } {}^t\mathbf{t}_y > 0, \\ -c_n \mathbf{t}_n - d_n \dot{\mathbf{t}}_n & \text{für } {}^t\mathbf{t}_y \leq 0, \end{cases} \quad (7.4)$$

mit den Feder- und Dämpferkonstanten c_n und d_n in Normalenrichtung. Damit erhält man die quasistatische Reibkraft

$$\mathbf{F}_r = \mu \mathbf{F}_n, \quad \text{mit : } \mu = c, \quad 0 < c < 1. \quad (7.5)$$

Daraus ergibt sich die Tangentialkraft mit Hilfe der aktuellen Gleitschuhposition $P_s^{(0)}$

$$\mathbf{F}_t = \begin{bmatrix} F_{r_y} \text{sign}({}^t\dot{\mathbf{t}}_x) \\ 0 \\ F_{r_y} \text{sign}({}^t\dot{\mathbf{t}}_z) \end{bmatrix}. \quad (7.6)$$

7.3 Ermittlung der Zylinderkräfte

Beim vierbeinigen Laufroboter handelt es sich um ein strukturvariantes System (siehe Kapitel 3.1). Dabei sind unterschiedliche Berechnungen für die drei- und vierbeinige Standphase des Roboters herzuleiten. In dieser Arbeit werden die Freiheitsgrade jedes Beins bei der Modellierung des Gesamtsystems in MODELICA/DYMOLA auf drei Freiheitsgrade reduziert, wobei der Zylinder P_3 (siehe Abbildung 3.3) im Modell nicht betrachtet wird, da ein sehr kleiner Anteil der Fußaufstandskraft auf den Zylinder P_3 wirkt. Bei der vierbeinigen Standphase wird der resultierende Kraftwinder \mathbf{F}_{FBJ} des Zentralkörpers auf die 12 Stellzylinder (siehe Abbildung 7.4) aufgeteilt. Entsprechend muss

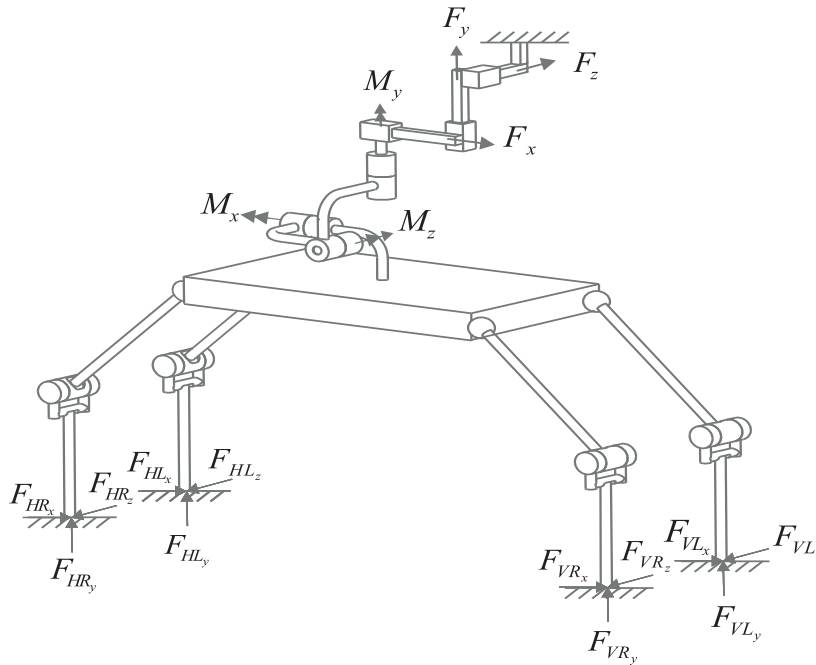


Abbildung 7.4: Kräfte- und Momentenverhältnisse

der Kraftwinder in der dreibeinigen Standphase auf die 9 Stellzylinder der Beine, die Bodenkontakt haben, umgerechnet werden. Das Schwingbein mit den drei Stellzylindern muss die gegebene Fußpunkttrajektorie verfolgen. Durch Nullsetzung der resultierenden Kraftwinder können die Aufstandskräfte des Fußes ermittelt werden

$$\mathbf{F}_{FBJ} = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T = \mathbf{0}. \quad (7.7)$$

Dabei kann das Gesamtsystem als ein starrer Körper mit den festgelegten Gelenken an den Beinen betrachtet werden. In der vierbeinigen Standphase werden die virtuellen Gelenkbeweglichkeiten (FBJ) als verallgemeinerte Koordinaten gewählt. Die verallge-

meineren Kräfte \mathbf{Q} sind somit gleich dem resultierenden Kraftwinder am Zentralkörper \mathbf{F}_{FBJ}

$$\mathbf{Q} = \mathbf{F}_{FBJ} = \mathbf{J}_f \mathbf{F}_f + \hat{\mathbf{Q}} = \mathbf{0}, \quad (7.8)$$

mit:

- \mathbf{Q} Vektor der auf den Zentralkörper wirkenden Kräfte,
- $\hat{\mathbf{Q}}$ Vektor der verallgemeinerten Kräfte ohne Aufstandskräfte der Füße,
- \mathbf{J}_f Matrix der partiellen Ableitung der Fußpunktpositionen nach den verallgemeinerten Koordinaten,
- \mathbf{F}_f Vektor der Fußaufstandskräfte.

Die sich ergebenden Dimensionen der Vektoren und der Matrizen in Abhängigkeit von der Standphase sind in der Tabelle 7.1 angegeben. Dabei bezeichnet m die Anzahl der Fußaufstandskräfte und f die Anzahl der verallgemeinerten Koordinatensysteme.

| Vektor, Matrix | allgemein | vierbeinige Standphase | dreibeinige Standphase |
|--------------------------------|----------------|------------------------|------------------------|
| $\mathbf{Q}, \hat{\mathbf{Q}}$ | $[f \times 1]$ | $[6 \times 1]$ | $[6 \times 1]$ |
| \mathbf{J}_f^T | $[f \times m]$ | $[6 \times 12]$ | $[6 \times 9]$ |
| \mathbf{F}_f | $[m \times 1]$ | $[12 \times 1]$ | $[9 \times 1]$ |

Tabelle 7.1: Dimensionen der Vektoren und Matrizen

Durch Auflösen der Gleichung (7.8) werden die Aufstandskräfte der Füße bei der drei- und vierbeinigen Tragphase berechnet. Nach der Berechnung der Kinematik des Gesamtsystems wird zunächst die JACOBI-Matrix \mathbf{J}_f für die drei- oder vierbeinige Standphase ermittelt. Zur Berechnung der gesuchten Kräfte in den Stellzylindern werden die Aufstandskräfte des Fußes in das System eingeprägt und die inverse Dynamik berechnet (siehe Kapitel 3.2). Treten bei dieser Berechnung negative Aufstandskräfte der Füße in Richtung der Bodennormalen auf, werden diese zu Null gesetzt, da das entsprechende Bein vom Boden abhebt und die einwirkende Kraft am Zylinder die Stellkraft ist.

7.4 Realisierung des ALDURO-Modells in Modelica/Dymola

Der Hauptvorteil von MODELICA ist, sehr große und komplexe Systeme, die zu multidisziplinären Domänen gehören, modellieren zu können. Darüber hinaus können die beschriebenen Modelle in MODELICA einfach wiederverwendet, ausgetauscht und auf andere Rechnersysteme portiert werden. Die Teilsysteme werden durch die Bibliothekskomponenten modelliert und auf einer abstrakten Ebene miteinander verbunden. Die

Objekte der Bibliotheken werden physikalisch beschrieben. Die physikalischen Zusammenhänge werden in MODELICA als algebraische oder Differentialgleichungen dargestellt. Die Objekte werden grundsätzlich mathematisch aufgrund ihrer Potentiale und Flüsse beschrieben. Die Teilmodelle (Objektdiagramme) werden hierbei entsprechend ihrer physikalischen Verkopplung zusammengesetzt. Die Schnittstellen beschreiben die Anbindungen nach außen. In Abbildung 7.5 ist das Objektdiagramm des Laufroboters ALDURO graphisch dargestellt.

Das Gesamtmodell besteht aus den Teilmodellen Bewegungsplanung und inverse Dynamik. Die verbleibenden Objekte und Teilmodelle bilden das inverse Kinematik-Teilmodell. Die virtuellen Gelenke (FBJ) werden durch die drei Dreh- und Schubgelenke abgebildet. Die Teilmodelle der Beine sind verknüpft aus Drehgelenken und starren Körpern. Diese Mechanik ist in Abbildung 7.5 gezeigt. Eine ausführliche Beschreibung dieser frei verfügbaren Mehrkörperbibliothek findet sich in [76]. Die Verknüpfung der Flansche der Komponenten sowie der Teilmodelle, die die Kräfte und Momente zwischen den Teilen übertragen, ist graphisch sichtbar. Dies entspricht der realen physikalischen Verbindung der mechanischen Teile. Die Ein- und Ausgänge des inversen Kinematik-Teilmodells können einfach vertauscht werden. Nach dem Eintrag der Masse der starren Körper erhält man hierbei das inverse Dynamik-Teilmodell. In diesem Teilmodell wird der Fuß-Bodenkontakt als dreidimensionales Kraftelement (Feder-Dämpfer) realisiert, wobei das Modell eingeschaltet wird, wenn die Fußposition bezüglich des Initialkoordinatensystems K_I gleicher oder kleiner Null ist.

Abbildung 7.5 zeigt, dass die Orientierung des Zentralkörpers auf null gesetzt ist. Die beschriebene Bahnplanung gibt Sollsignale für den Zentralkörper und die Füße des inversen Kinematik-Teilmodells an. Die aktuell erzeugenden Zylinderpositionen werden dabei als Sollwerte zum inversen Dynamik Teilmodell geliefert. Die Regelgröße wird mit Hilfe eines PID-Reglers ausgeglichen, so dass die erzeugenden Kräfte ausreichend sind, um den Roboter zum Ziel zu bringen. Daraus ergibt sich ein Simulationsmodell zur Ermittlung der Zylinderkräfte und -geschwindigkeiten, die für die Berechnung des geforderten Pumpenstroms und der Lastdrücke benötigt werden.

7.5 Hydraulisches Versorgungssystem des ALDURO

Beim Entwurf des hydraulischen Systems für einen Laufroboter müssen Einschaltdauer, Schritzykluszeit, maximale Kolbengeschwindigkeiten und Umgebungstemperatur der Anlage berücksichtigt werden. Während der Entwicklungs- und Forschungsphase des Laufroboters ALDURO wurde die maximale Einschaltdauer auf ca. 30 min bei lang-

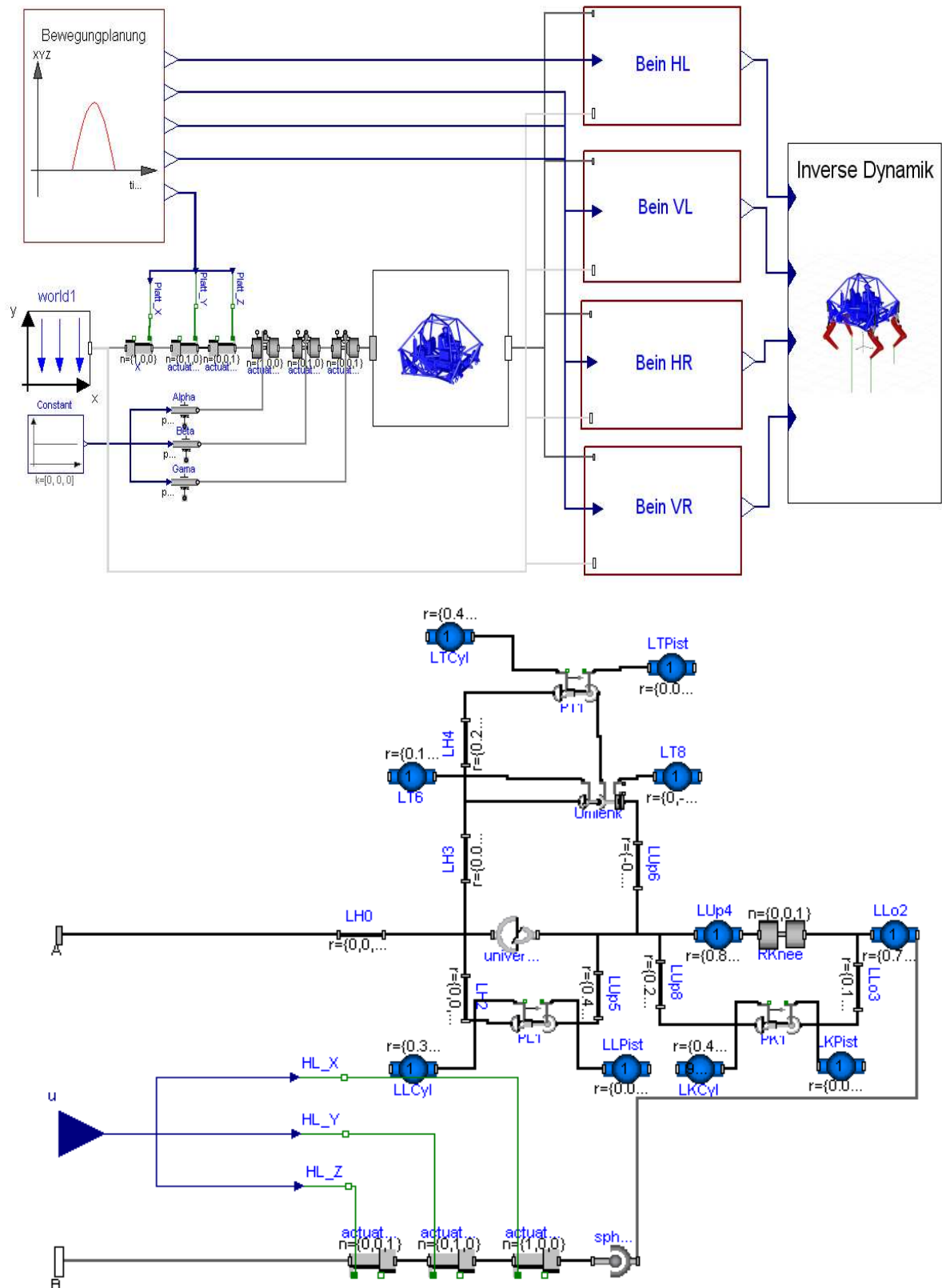


Abbildung 7.5: Dymola Objektdiagramm des Laufroboters ALDURO und des ALDURO-Beins

samer Bewegung beschränkt. Der maximale Schreitzyklus wird bei einer vorgegebenen periodischen Gangart in dieser Arbeit so ermittelt, dass das Versorgungssystem nicht überbelastet wird. Die maximalen Geschwindigkeiten der im ALDURO eingesetzten Hydraulikzylinder werden in Tabelle 6.1 dargestellt. Die Umgebungstemperatur und Einschaltdauer wurden während der Entwicklung des ALDURO bei der Berechnung des Wärmehaushaltes des Versorgungssystems zugrundegelegt.

Die Modellierung des geforderten Volumenstroms der Pumpe lässt sich mit Hilfe der Volumenströme der Verbraucher beschreiben durch

$$Q_p \geq \sum Q_v \quad \text{mit} \quad Q_v = A_p \cdot \dot{x}_p \quad (7.9)$$

mit:

- Q_p $\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$ Pumpenfördervolumen,
- Q_v $\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$ Summe der Volumenströme der geschlossenen Verbraucher,
- A_p $[\text{m}^2]$ Fläche des Kolbens des Hydraulikzylinder,
- \dot{x}_p $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$ Kolbengeschwindigkeit des Zylinders.

Die Fördermenge der Pumpe hängt von der Antriebsdrehzahl, dem geometrischen Fördervolumen und dem volumetrischen Wirkungsgrad ab. Daraus ergibt sich das geforderte Nennpumpenvolumen

$$Q_p = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad (7.10)$$

mit:

- n $\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$ Antriebsdrehzahl des Antriebsmotors,
- V_g $\left[\frac{\text{cm}^3}{\text{u}}\right]$ geometrisches Fördervolumen der Pumpe,
- η_v volumetrischer Wirkungsgrad.

Man kann das hydraulische Antriebsdrehmoment definieren durch

$$T_h = \frac{V_g \cdot p_{L,v}}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{mech-Hyd}}}. \quad (7.11)$$

Darin ist T_h Antriebsmoment in [Nm], $p_{L,v}$ Druckdifferenz am Ventil in [bar] und $\eta_{\text{mech-Hyd}}$ *mechanisch-hydraulischer* Wirkungsgrad. Daher wird die hydraulische Antriebsleistung der Pumpe P_h berechnet zu

$$P_h = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000}. \quad (7.12)$$

Die vorhandene Pumpe ist eine verstellbare Axialkolbenpumpe von Firma **Eaton Model 70423** mit dem maximalen Volumenstrom von $125 \frac{1}{\text{min}}$, der maximalen An-

triebsdrehzahl von $3000 \frac{1}{\text{min}}$ und dem maximalen geometrischen Fördervolumen $45 \frac{\text{cm}^3}{\text{u}}$. Die Pumpe wird mit einem Dieselmotor angetrieben. Dieser Motor kann mit einer Moderschaltung zwischen drei Werten verstellt werden, wobei die erforderliche Leistung des Dieselmotors an den Antriebsdrehzahl abhängigen Volumenstrom der Pumpe ausgeregelt wird. Der Antriebsdrehzahlbereich für den Abtrieb wird von $2000 \frac{1}{\text{min}}$ bis $2500 \frac{1}{\text{min}}$ gewählt, da die Leistung des Motors bei Volllast und einer Antriebsdrehzahl innerhalb dieses Bereichs ein Optimum in Kraftstoffverbrauch und in der Drehmomentenkurve aufweist. Die benötigte Antriebsleistung des Motors wird bei voll aufgeschwenkter Pumpe und vollem Pumpenvolumenstrom ermittelt zu

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_t} \quad (7.13)$$

mit dem Gesamtwirkungsgrad $\eta_t = \eta_{\text{mech-hyd}} \cdot \eta_v$. Der volumetrische Wirkungsgrad η_v ist abhängig vom entweichenden Leckstrom. Je mehr der Pumpendruck zunimmt, desto stärker sinkt der volumetrische Wirkungsgrad. Der *mechanisch-hydraulische* Wirkungsgrad steigt hingegen mit dem zunehmenden Druck und sinkt mit dem zunehmenden Volumenstrom [23]. Der Volumenstrom des Verbrauchers hängt von der Kolbengeschwindigkeit und der Kolbenfläche ab.

7.6 Simulationsergebnisse

Mit Kenntnis der auftretenden Zug- bzw. Druckkräfte und der Kolbenfläche der Hydraulikzylinder wird die resultierende, benötigte Druckenergie mit Hilfe des in DYMO-LA abgebildeten dynamischen Modells des Gesamtsystems und des in Abbildung 7.2 dargestellten periodischen Gangmusters ermittelt. Nach der Berechnung der Zylinder-geschwindigkeiten für das vorgegebene Gangmuster ergibt sich der erzeugende Pumpenvolumenstrom, ohne hydraulische und mechanische Verluste aus der Berechnung der Volumenströme der Verbraucher. Die vorhandene Pumpe kann mit dem maximalen Druckabfall p_L von 196 bar, der maximalen hydraulischen Antriebsleistung P_h von ca. 58,8 kW und der maximalen Antriebsdrehzahl von $3000 \frac{1}{\text{min}}$ angetrieben werden. Daher wird der maximale Pumpenvolumenstrom von $128 \frac{1}{\text{min}}$ geliefert. Der minimal benötigte Pumpenvolumenstrom und die Druckabfälle an den Zylindern sind bei einem periodischen Gangmuster mit der Zyklusdauer von 42 s und der Schrittlänge von 40 cm sowie ohne Last graphisch in Abbildung 7.6 dargestellt.

Für die Bewegung des Laufroboters ALDURO werden kurzzeitig Spitzenvolumenströme der Verbraucher von ca. $39 \frac{1}{\text{min}}$ benötigt. Daher muss die Pumpe im LS-System einen Volumenstrom über $39 \frac{1}{\text{min}}$ aufweisen, da diese Berechnung ohne Berücksichtigung der

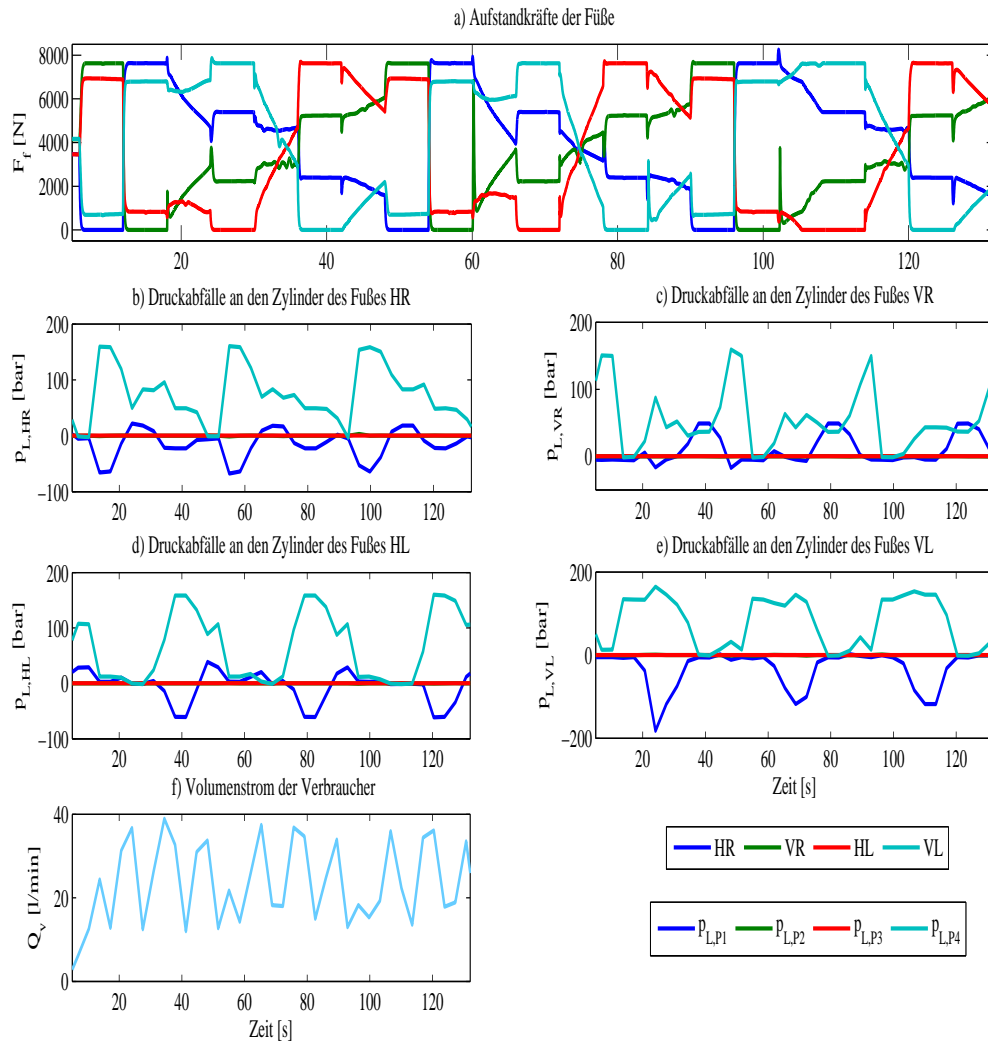


Abbildung 7.6: Aufstandskräfte, minimaler geforderter Pumpenvolumenstrom bei einem periodischen Gangmuster mit Zykluszeit von 42 s, Schreitlänge von 40 cm und ohne Last

hydraulischen Verluste z. B. Leckstrom durchgeführt wird. Dies führt zu einem Nennvolumenstrom der Pumpe von ca. $128 \frac{1}{\text{min}}$ bei einer Antriebsdrehzahl von $3000 \frac{1}{\text{min}}$ und dem Gesamtwirkungsgrad¹ von 0,75 sowie dem volumetrischen Wirkungsgrad η_v von 0,95 (vgl. Gleichung 7.10). Bei einem Druckverlust von $p_L = 70$ bar beträgt der Nenndurchfluß Q_{Nenn} durch die Ventile $40 \frac{1}{\text{min}}$, die die Zylinder P_1 und P_4 steuern, und $12 \frac{1}{\text{min}}$, welche die Zylinder P_2 und P_3 betätigen. Der Druck am Ventileingang muss somit unter die größten auftretenden Druckabfälle von 160 bar auf 230 bar (vgl. Abbildung 7.6,b) erhöht werden. Die Wegventile des LS-Systems benötigen mindesten 15 bar Druckabfall bei Abtrieb. Daraus ergibt sich ein Eingangsdruck eines Ventils von 140 bar. Man erhält hierbei das hydraulische Antriebsdrehmoment T_h bei diesem Druckabfall nach Gleichung

¹Diese Werten werden von Datenblätter der Pumpe EATON Modell 70423

7.11 von ca. 118,84 Nm und die Antriebsleistung P_h am Pumpenausgang bei voll aufgeschwenkter Pumpe von ca. 31,57 kW.

Das benötigte hydraulische Antriebsmoment T_h bei gleichem Gangmuster und gleicher Schrittlänge mit der Last von 400 kg erhöht sich von ca. 171,89 Nm sowie die Antriebsleistung P_h am Pumpenausgang von ca. 45 kW, da der größte auftretende Druckabfall von ca. 200 bar beträgt (vgl. Abbildung 7.7).

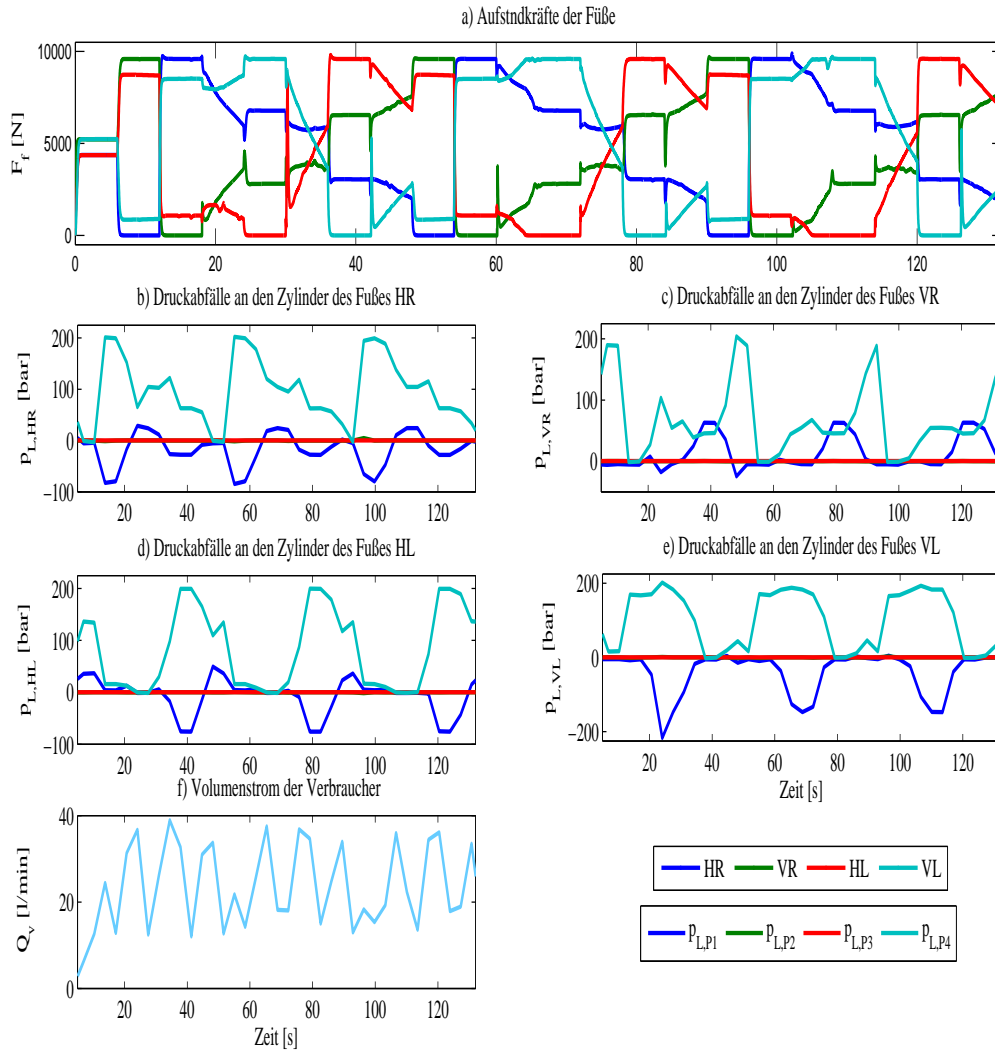


Abbildung 7.7: Aufstandskräfte, minimaler geforderter Pumpenvolumenstrom bei einem periodischen Gangmuster mit Zykluszeit von 42 s, Schreitlänge von 40 cm und der Last von 400 kg

Zur weiteren Untersuchung des geforderten Pumpenvolumenstroms und der Pumpenleistung ohne zusätzliche Last wird die Schrittgeschwindigkeit für gleiches Gangmuster sowie gleiche Schrittlänge von 40 cm so vergrößert, dass die Zyklusdauer ca. 7 s beträgt. Abbildung 7.8 zeigt, dass der geforderte Volumenstrom der Verbraucher

mit der Vergrößerung der Schrittgeschwindigkeit sowie die Antriebsleistung am Pumpenausgang erhöht wird. D. h. bei einer Steigerung der Schrittgeschwindigkeit ist zu berücksichtigen, dass mit einer Anhebung des Volumenstroms der Verbraucher eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten erfolgt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Roboter kurzzeitig einen Spitzenvolumenstrom der Verbraucher von ca. $60 \frac{1}{\text{min}}$ benötigt. Die Pumpe im LS-System soll einen Volumenstrom über $60 \frac{1}{\text{min}}$ liefern. In diesem Fall ist die Antriebsleistung P_h von ca. 75 kW bei der maximalen Druckfälle von 300 bar und Antriebsdrehzahl von $2500 \frac{1}{\text{min}}$. Dieser Wert ist größer als die maximale Antriebsleistung der vorhandenen Pumpe. Daher wird der Roboter mit dieser Schrittgeschwindigkeit umkippen, da die Zylinder ihr Ziel nicht erreichen können.

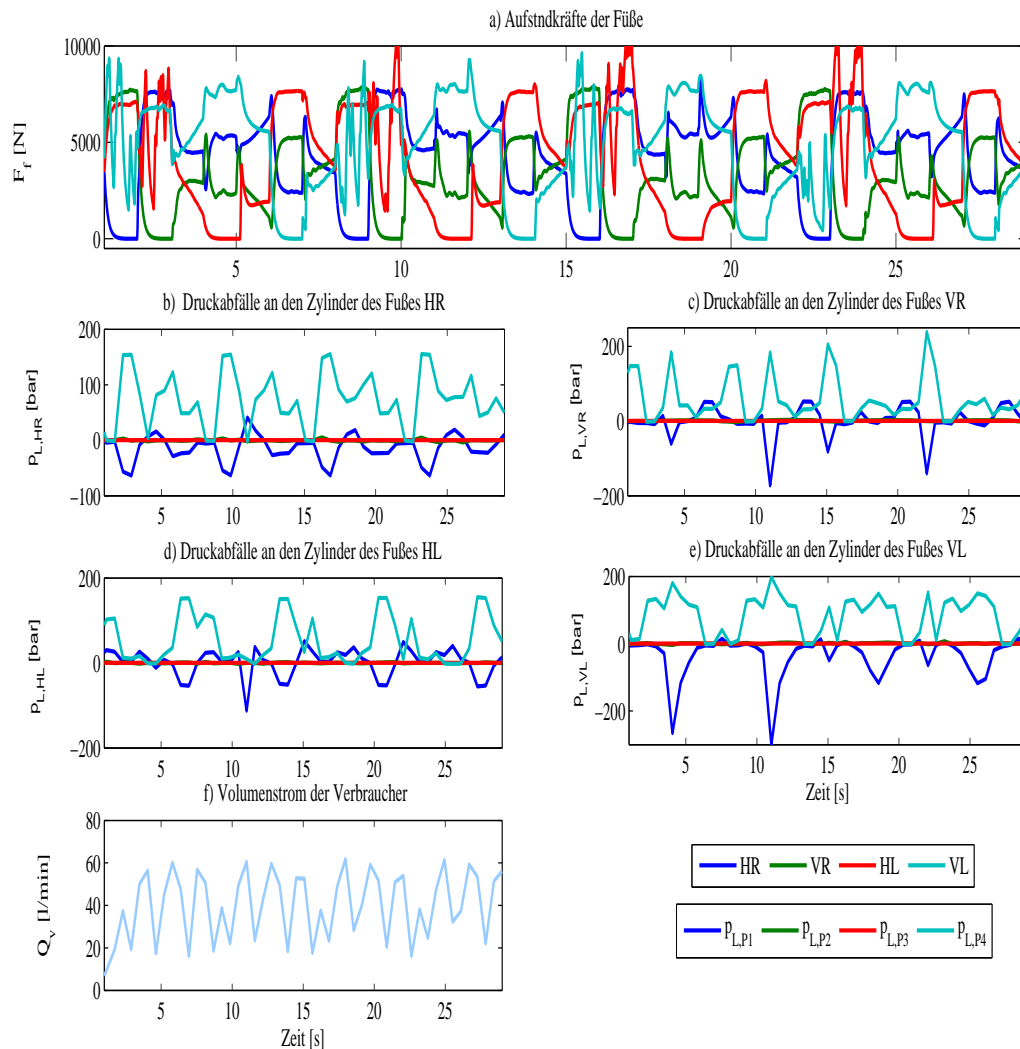


Abbildung 7.8: Aufstandskräfte, minimaler geforderter Pumpenvolumenstrom bei einem periodischen Gangmuster mit Zykluszeit von 7 s, Schreitlänge von 40 cm und ohne zusätzliche Last

Die zusätzliche Last beim Laufen des ALDURO mit der gleichen Zyklusdauer führt zu einer starken Erhöhung der Druckabfälle an den Zylindern (vgl. Abbildung 7.9). Daher vergrößert sich die erforderliche Antriebsleistung der Pumpe.

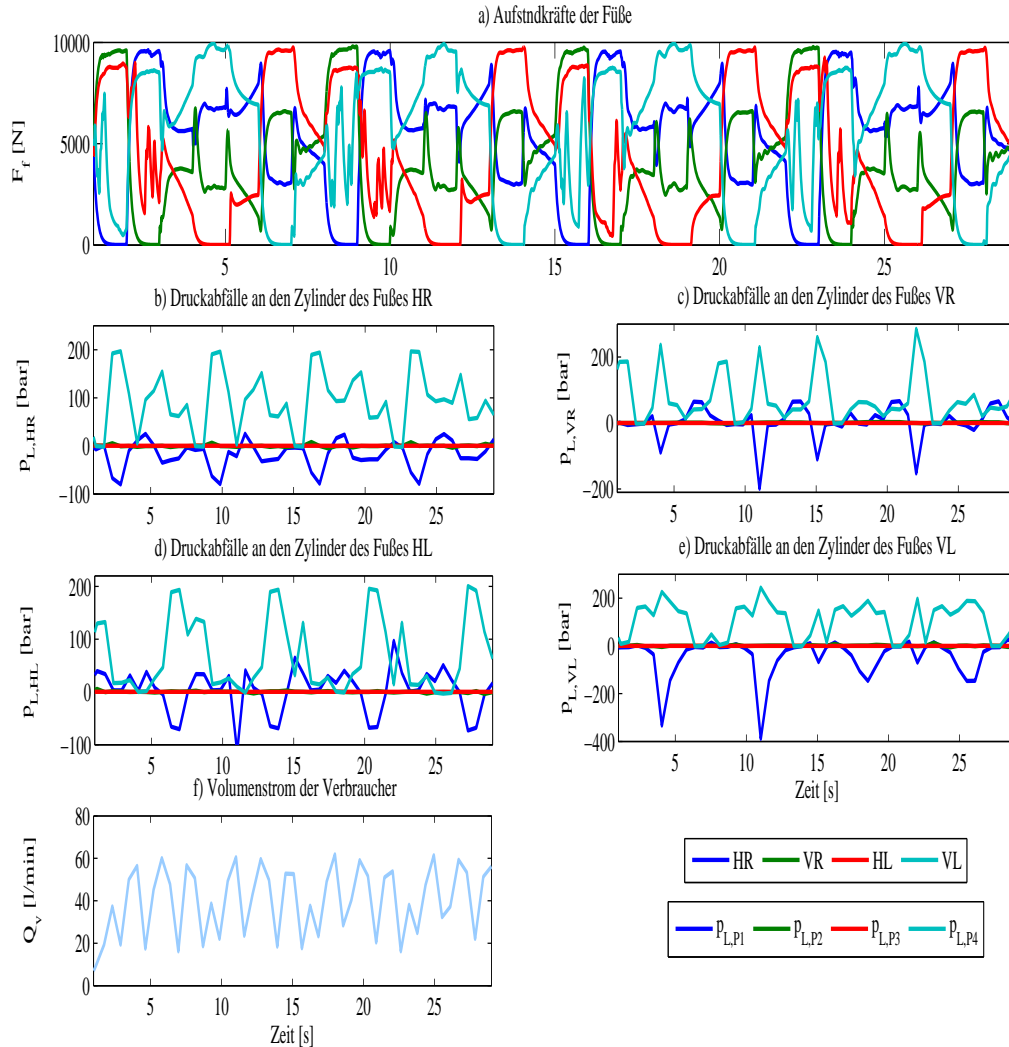


Abbildung 7.9: Aufstandskräfte, minimaler geforderter Pumpenvolumenstrom bei einem periodischen Gangmuster mit Zykluszeit von 7 s, Schreitlänge von 40 cm und der Last von 400 kg

Zur Überprüfung der maximalen Schrittgeschwindigkeit, bei denen die Pumpe den maximalen Volumenstrom sowie die maximale Antriebsleistung aufweisen kann, zeigt Abbildung 7.10 einen simulierten Verlauf des maximal benötigten Volumenstroms der Verbraucher, sowie die Druckabfälle an den Zylindern bei einem Schrittzzyklus von 21 s, einer Schrittlänge von 40 cm und ohne zusätzliche Last. Abbildung 7.10 verdeutlicht, dass der zulieferende Pumpenvolumenstrom des LS-Systems über $55 \frac{1}{\text{min}}$ sein soll und die hydraulische Antriebsleistung P_h der Pumpe bei ca. 31,57 kW liegt, wenn der maximale

Druckabfall von 160 bar bei einer Antriebsdrehzahl von $2500 \frac{1}{\text{min}}$ ist. Der geforderte Volumenstrom der Verbraucher steigt erheblich bei Zunahme der Schrittgeschwindigkeit.

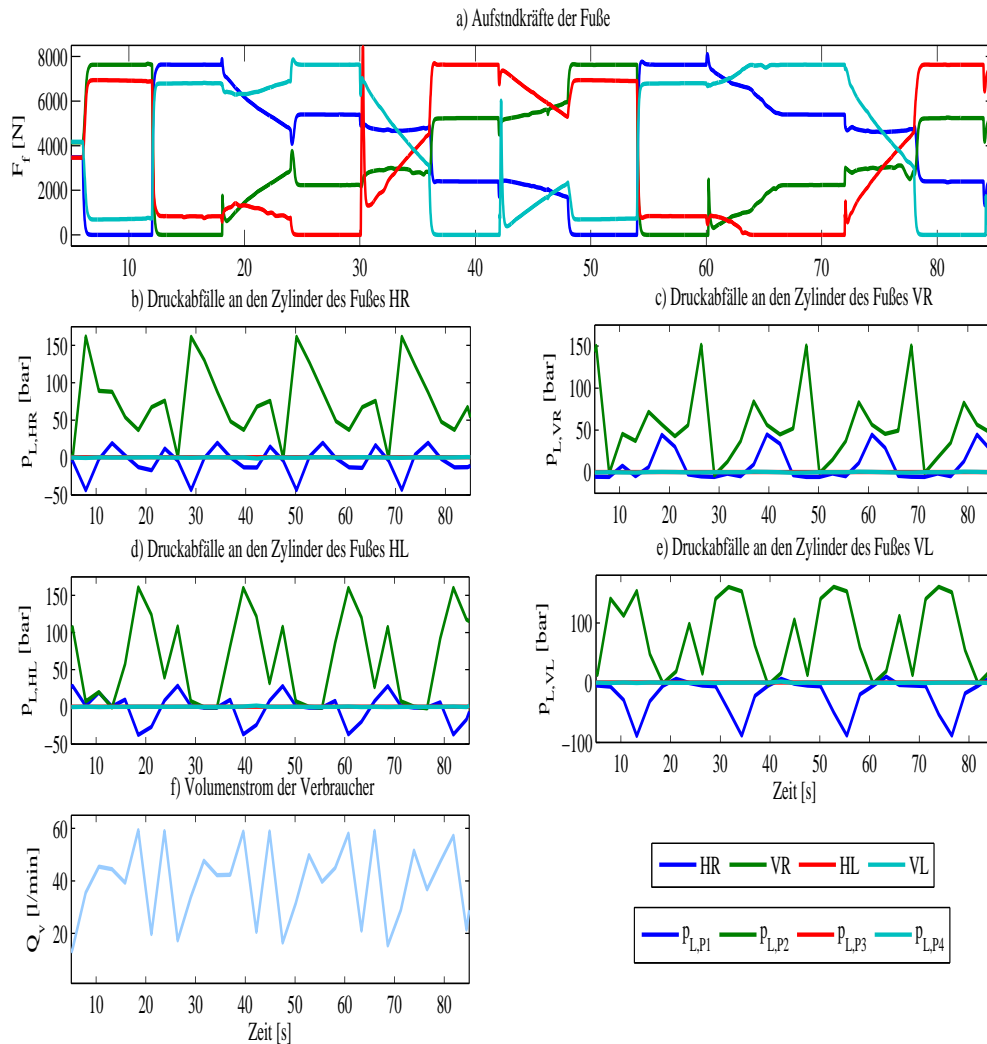


Abbildung 7.10: Aufstandskräfte, minimaler geforderter Pumpenvolumenstrom bei einem periodischen Gangmuster mit Zykluszeit von 21 s, Schrittlänge von 40 cm und ohne Last

Die Zunahme der Last auf den Laufroboter führt zur Erhöhung der Druckabfälle an den Zylindern. Die benötigte hydraulische Antriebsleistung der Pumpe wird dabei vergrößert. Der geforderte Volumenstrom der Verbraucher und die Druckabfälle sind bei der Zyklusdauer von 21 s und der Last von 400 kg graphisch in Abbildung 7.11 dargestellt. In diesem Fall ist der geforderte Volumenstrom der Verbraucher gleich dem Volumenstrom ohne Last, da sich die Schrittgeschwindigkeit nicht geändert hat. Der maximale Druckabfall erreicht einen Wert von 200 bar (vgl. Abbildung 7.11,a). Für eine Antriebsdrehzahl von $2500 \frac{1}{\text{min}}$ ergibt sich eine maximale hydraulische Antriebsleistung

der Pumpe von ca. 50 kW.

Ausgehend von den vorgestellten simulierten Ergebnissen ermöglicht die vorhandene Pumpe eine schnelle Bewegung des ALDURO für ein periodisches Gangmuster mit einer minimalen Zyklusdauer von $t, zs \geq 21$ s. In dieser Berechnung werden die Kenngrößen der Zylinder insbesondere deren maximalen Geschwindigkeit mitberücksichtigt. Daher wird die hydraulische Pumpe nicht lange Zeit belastet und ihre Effizienz ist maximal.

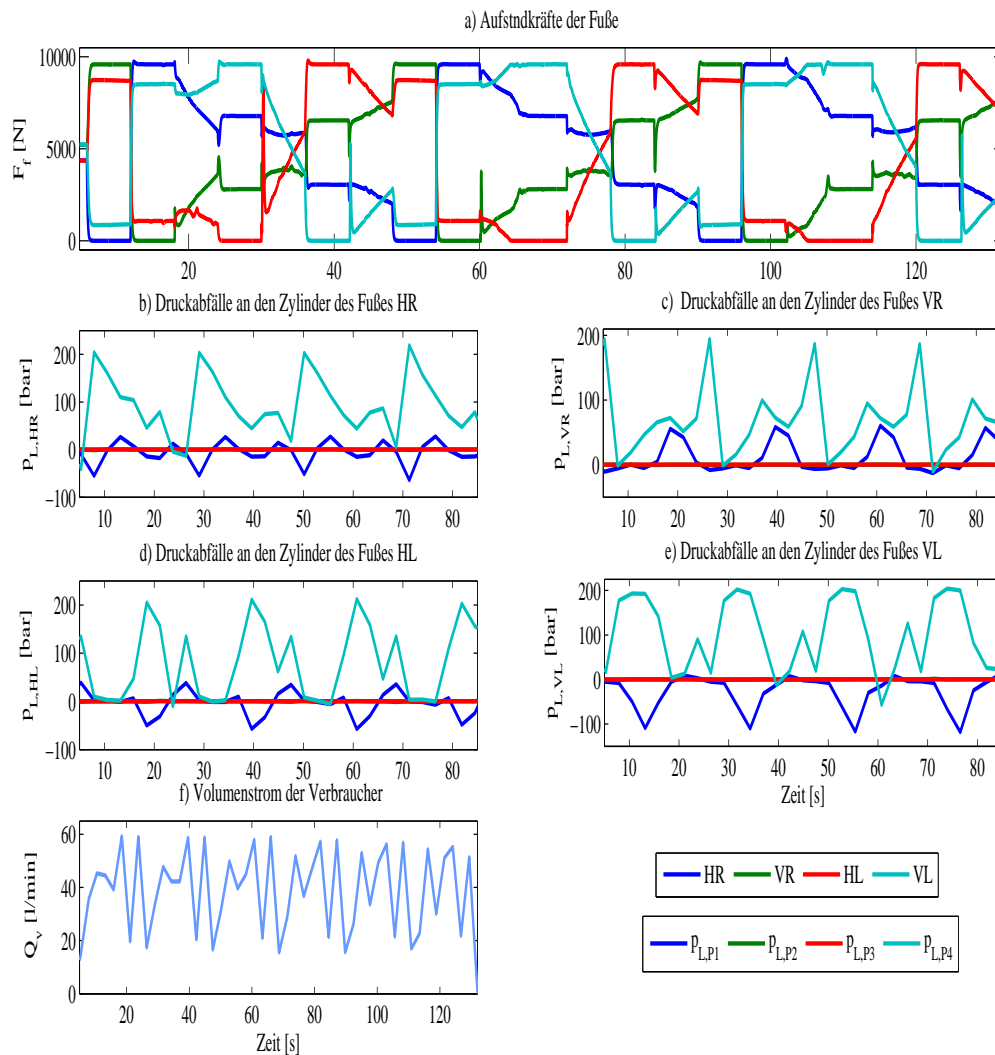


Abbildung 7.11: Aufstandskräfte, minimaler geforderter Pumpenvolumenstrom bei einem periodischen Gangmuster mit Zykluszeit von 21 s, Schreitlänge von 40 cm und der Last von 400 kg

8 Zusammenfassung

Laufmaschinen stellen typische Beispiele für mechatronische Systeme dar. Die Entwicklung von Laufmaschinen umfasst vielfältige Aufgabenbereiche, wie z. B. die mechanische Konstruktion, die Auswahl geeigneter Antriebssysteme und Software, sowie die Auslegung passender Regelungskonzepte. Randbedingungen während der Inbetriebnahme, wie z. B. Umgebung, Gangart, variante Topologie des Roboters und Art des Antriebssystems erschweren die Steuerung und Regelung solcher Maschinen. Das erste Ziel dieser Arbeit war daher die Verbesserung der Regelgüte der Systemdynamik für das Antriebssystem des am Lehrstuhl für Mechatronik der Universität Duisburg-Essen entwickelten vierbeinigen Laufroboters ALDURO. Zu diesem Zweck wird in der Regelung eine Fuzzy-Logik verwendet, um ein besseres Verhalten solcher hochgradigen, nichtlinearen Antriebe zu erreichen, die mit der konventionellen Regelungstechnik nicht erzielt werden kann.

Für die Auslegung der Steuerung und Regelung ist die detaillierte Kenntnis der Kinematik und der Dynamik des Roboters erforderlich. Der Mechanismus eines Beins wird durch ein gewöhnliches Mehrkörpersystem realisiert. Dabei wird die relative Kinematik zur Bestimmung der Gelenkwinkel und deren zeitlichen Ableitungen bzw. die absolute Kinematik zur Berechnung der rotatorischen und translatorischen Bewegungsgrößen der Körper beschrieben. Die Kräfte oder Momente werden durch die Bewegungsgleichungen ermittelt. Das ALDURO-Bein wird mit Hilfe der objektorientierten Programmierung in Mehrkörpersimulation-Software MODELICA/DYMOLA modelliert, wobei die Objekte physikalisch verkoppelt sind. Weiterhin können die beschriebenen Modelle einfach wiederverwendet werden oder durch den Austausch der Ein- und Ausgänge die inversen Modelle erhalten.

Mit der Kenntnis der Einflüsse auf die Strecke kann Regelgüte erzielt werden. Darüber hinaus wird die Modellierung der Strecke zur Kalibrierung des Reglers ausgenutzt. Daher werden die Einflüsse auf das Verhalten des Antriebssystems sowie eine ausführliche mathematische Beschreibung dargestellt. Zu einer besseren Regelgüte eines Systems sollen die Zustände zu jedem Zeitpunkt zur Verfügung stehen. Aus Kostengründen kommen Beobachter zum Einsatz. In dieser Arbeit werden die Zustände und die auf den Zylinder wirkenden Kräfte der hydraulischen Antriebe anhand des modellbasierten

Proportional-Integral-Beobachters (PI-Beobachter) geschätzt. Der I-Anteil dient dabei zur Abschätzung der Nichtlinearitäten und der unbekannten Störgrößen des Systems. Zur genauen Abschätzung ist eine sehr große Verstärkung erforderlich. Dies kann dabei zu Modellbildungsfehlern bzw. Messungenauigkeiten führen. Entgegenwirkend wird durch geeignete Rückführungsmatrix ein robustes Verhalten des PI-Beobachters erzielt.

Die zeitliche Änderung der Öldynamik sowie die auf die Antriebe wirkenden Kräfte während der Bewegung des ALDURO wirken sich auf die Eigendynamik der Antriebe aus. Durch klassische Regelungstechnik kann keine zufriedenstellende Regelgüte erreicht werden. Die Parameter des Reglers sollen dabei zu jedem Zeitpunkt in Abhängigkeit der Systemdynamik nachgestellt werden. Dies stellt einen wesentlichen Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit dar. Zur Verringerung der Komplexität wird davon ausgegangen, dass die einzelnen Antriebe unabhängig voneinander geregelt werden können. Hier werden zwei Regelungskonzepte auf Basis der Fuzzy-Logik so ausgelegt, dass eine Selbsteinstellung der Reglerparameter entsprechend der aktuellen Antriebsdynamik durchgeführt wird. Der scharfe Wert des direkten Fuzzy-Geschwindigkeitsreglers wird gemäß der auf den Zylinder wirkenden Kräfte und der Regelabweichung angepasst. Die Zunahme der Anzahl der Fuzzy-Mengen der Ein- und Ausgangsgrößen und der Regelbasis steigert die Rechenzeit. Der Vorteil beim Einsatz der Fuzzy-Logik zur Adaption der klassischen Reglerparameter ist, dass auf das Antriebsmodell verzichtet werden kann. Darüber hinaus können die Nichtlinearitäten im Übertragungsverhalten berücksichtigt werden. Innerhalb dieser Strukturen wird weiterhin zur Minimierung des Rechenaufwands ein klassischer Regelkern eingesetzt, dessen Parameter durch die Fuzzy-Logik angepasst werden.

Das Ziel des zweiten Bestandteiles dieser Arbeit ist die Berechnung des geforderten Pumpenvolumenstroms für den Laufroboter ALDURO. Für diesen Zweck wird ein komplexes Modell des Gesamtroboters in MODELICA/DYMOLA entwickelt. Das entwickelte periodische Gangmuster gewährleistet die statische Stabilität beim Laufen. Zur Bewegung des Zentralkörpers werden die Sollwerte der Position und deren Ableitungen vorgegeben und die Orientierung und deren Ableitungen zu null gesetzt. Die Zykloide wird als Fußpunkttrajektorie in der Schwingphase gewählt. Dadurch wird nicht sofort die ganze Kraft beim Anheben und Aufsetzen eines Fußes übernommen. Die Interaktion des Laufroboters ALDURO mit dem Untergrund wird als eine Art von Kontakt zwischen Punkt und Ebene betrachtet. Dies wird als Feder-Dämpfer-Kraftelement realisiert. Die Aufstandkräfte werden in Abhängigkeit von der Standphase auf die 9 oder 12 Zylinder aufgeteilt, wodurch die Druckabfälle an den Zylindern ermittelt werden können. Daraus folgend kann die hydraulische Antriebsleistung entsprechend dem mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrad und der Antriebsdrehzahl berechnet werden. Durch die Kenntnisse von Durchmesser, Hub und Geschwindigkeit (aus dem Gangmuster) der

hydraulischen Zylinder wird eine Berechnung des geforderten Pumpenvolumenstroms durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass der geforderte Volumenstrom der Verbraucher bei Zunahme der Schrittgeschwindigkeit steigt. Die minimale Zyklusdauer beträgt dabei ca. 21 s.

In weiterführenden Untersuchungen sollen die durch den entwickelten PI-Beobachter resultierenden Kräfte mit den gemessenen Werten verglichen werden, wenn der Kraftsensor für einen Zylinder eingesetzt werden kann. Dadurch kann man das Verhalten des Beobachters gegen den Modellbildungsfehler und die Messungenauigkeit verbessert werden. Desweiteren kann es zur Reduzierung der Rechenzeit sinnvoll sein, die vorgestellten Fuzzy-Systeme um ein Fuzzy-Set für jedes Bein zu erweitern. Eine Fuzzy-Logik von Mamdani ist auch denkbar. Dieser Typ hat z. B. Vorteile bei der Berechnung des scharfen Werts, da er mehrere Möglichkeiten zur Defuzzifizierungsmethode besitzt und die Ausgänge mehr Flexibilität haben. Als Ziel einer nächsten Arbeit werden die entwickelten Regelungskonzepte in den realen Laufroboter ALDURO für verschiedene Gangarten implementiert und getestet. Eine Entwicklung eines flexiblen Gangmusters wird gerade im Rahmen einer weitergehenden Arbeit untersucht.

Wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit

Mit dieser Arbeit liegt ein umfassender Überblick über die Schwierigkeiten der Steuerung und Regelung der Laufmaschinen vor. Die lineare Regelungstechnik bei solcher stark nichtlinearen, zeitvarianten Systemdynamik führt zu keiner zufriedenstellenden Regelgüte. Die Dynamik des Antriebssystems und der Umgebung, die Reibkräfte sowie die Interaktionskräfte auf die Aktoren wirken auf das Verhalten des geschlossenen Regelkreises, welche in den Arbeiten von Müller [68] und Germann [25] bei Auslegung der modellbasierten Lage- und Kraftregelung nicht berücksichtigt wurden. Die modellbasierte Regelung hängt von der Genauigkeit der mathematischen Beschreibung der Systemdynamik ab. Je komplexer die Beschreibung der Systemdynamik ist, desto mehr Rechenaufwand wird benötigt, um eine Lösung zu finden. Für modellbasierte Verfahren sind daher spezielle hochleistungsfähige Rechner bei der Echtzeitapplikation erforderlich. Eine Entwicklung der auf Fuzzy-Logik basierten Regelungskonzepte stellt einen wichtigen Beitrag zur Anpassung der Geschwindigkeitsreglerparameter der Antriebe zu jedem Zeitpunkt in dieser Arbeit dar. Der Eingabe der Fuzzy-Logik in direkter Umsetzung von Regelung im Vergleich zu ihrer Anwendung als Adaption für Nachstellung der Reglerparameter eines klassischen Reglers ist rechenzeitaufwendig, da die große Anzahl der Zugehörigkeitsfunktionen zu einer hohen Rechenzeit führt. Hingegen eignet sich die

direkte Umsetzung der Fuzzy-Logik, wenn das Verhalten des geschlossenen Regelkreises in Abhängigkeit zu einigen Dynamikeigenschaften des Systems verändert werden soll. Bei Rückführungsregelung müssen alle Zustände zu jedem Zeitpunkt zur Verfügung stehen. Aufgrund der hohen Kosten der Sensorik kommen hier Beobachter zum Einsatz. Der Proportional-Integral-Beobachter wird für Abschätzung aller Systemzustände des Hydrauliksystems aufgrund seiner Robustheit sehr vorteilhaft bei Modellbildungsfehlern der nichtlinearen Systeme und/oder Ungenauigkeit in den Messungen eingesetzt. Bei passender Auswahl der Rückführungsmatrix wird eine hohe Robustheit erreicht und die Zustände sowie die unbekannten Kräfte werden schnell und gut rekonstruiert. Mit Hilfe der entwickelten Simulationsumgebung des Schwerlastroboters ALDURO mit den Simulationenwerkzeugen MATLAB/SIMULINK bzw. MODELICA/DYMOLA wird die maximale Leistung des Antriebssystems abgeschätzt, damit die maximale Laufgeschwindigkeit berechnet werden kann. Um eine Simulationsumgebung aufzubauen, werden die mechanischen und hydraulischen Komponenten, ein periodisches Gangmuster zur Gewährleistung der statischen Stabilität sowie der Fuß-Bodenkontakt als Kraftelement modelliert.

A Technische Daten der hydraulischen Komponenten

Die technischen Daten der hydraulischen Komponenten sind in den Tabellen A.1 bis A.4 aufgeführt. Die Daten der Differentialzylinder (vgl. Tabelle A.1) und der Steuerblöcke (vgl. Tabelle A.2) werden dem Produktkatalog der Firma **Integral Hydraulik** entnommen. Der Steuerblock für jedes Bein des ALDURO beinhaltet zwei Typen von Servoven-til, ein 4/2 Wegventil, 8 Druckbegrenzungsventile und 8 entsperbare Rückschlagventile. Die gewählte Axialkolben-Verstellpumpe der Firma **Eaton** wird für das LS-System ein-gesetzt. In den Tabellen A.3 und A.4 werden die technischen Daten der Verstellpumpe **Eaton 70423** und des verwendeten Hydrauliköls **Astron HLP 32** aufgeführt.

A.1 Differentialzylinder

| Typ | Zylinder P_1, P_4 ZXH63/28-250 | Zylinder P_2 ZXH63/28-150 | Zylinder P_3 ZXH63/28-100 |
|----------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Nenndruck p_N [bar] | 160 | 160 | 1600 |
| Nenndurchmesser d_n [mm] | 64 | 64 | 64 |
| Kolbendurchmesser d_s [mm] | 28 | 28 | 28 |
| Hub h [mm] | 250 | 150 | 100 |
| Max. Druckkraft $F_{d,max}$ [kN] | 40 | 40 | 40 |
| Max Zugkraft $F_{z,max}$ [kN] | 40 | 40 | 400 |
| Linearitätsunsicherheit | < 0,2 | < 0,2 | < 0,2 |
| Wirkungsgrad η | 0,95 | 0,95 | 0,95 |
| Gewicht [kg] | ca. 9,9 | ca. 7,6 | ca. 6,5 |

Tabelle A.1: Kennwerte der Differentialzylinder [35]

A.2 Servoventile

| Zweistufiges Servoventil | HVM057-040-1200-OB | HVM 058-012-1200-OA |
|--|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Nenndruck p_N [bar] | 210 | 210 |
| Betriebsdruck p_b [bar] | 10 - 310 | > 10 |
| Rücklaufdruck [bar] | $p_{Rmax} = 35\%p_b$ | $p_{Rmax} = 35\%p_b$ |
| Lecköldruck p_{Lmax} [bar] | < 1 | < 1 |
| Höchstdruck p_{max} [bar] | 450 | 450 |
| Nenndurchfluß Q_N [$\frac{l}{min}$] | 40 | 12 |
| Nulldruchfluss bei p_N | $\leq 4\%Q_N$ | $\leq 10\%Q_N$ |
| Linearitätsabweichung | $\leq \pm 8\%i_N$ | $\leq \pm 8\%i_N$ |
| Drückverstärkung V_p | $> 0, 4p_b/1\%i_N$ | $> 0, 2p_b/1\%i_N$ |
| Überdeckung h | $-1 \dots + 3\%i_n$ | $-1 \dots + 3\%i_n$ |
| Betriebtemperatur [K] | 253 ... 353 | 253 ... 353 |
| Vesikosität des Betriebsmedium η [$\frac{mm^2}{s}$] | 10 ... 1000 (ISO VG 10 ... 46) | 10 ... 1000 (ISO VG 10 ... 46) |
| Betriebsmedium Standard | Hydrauliköl DIN 51519 | Hydrauliköl DIN 51519 |
| Gewicht [kg] | 1.75 | 1.15 |

Tabelle A.2: Kennwerte der Ventilblöcke [88]

A.3 Hydraulikpumpe

| Eigenschaften | Eaton 70423 |
|---|-------------|
| Verdrängungsvolumen $V_{g,max}$ [$\frac{cm^3}{r}$] | 45 |
| Max. Drehzahl n_{max} bei $V_{g,max}$ [$\frac{1}{min}$] | 3000 |
| Max. Volumenstrom $q_{v,max}$ bei n_{max} [$\frac{l}{min}$] | 128 |
| Nenndruck p_N [bar] | 265 |
| Max. Betriebsdruck p_b [bar] | 210 |
| Mindestregeldruck [bar] | 14 |
| Antwortzeit [ms] | 18 |
| Ausregelzeit [ms] | 75 |

Tabelle A.3: Kennwerte der Verstellpumpe Eaton 70423 [20]

A.4 Hydrauliköl

| Eigenschaften | Astron HLP 32 |
|---|-------------------------------------|
| Dichte bei 15 [°C] nach DIN 51757 [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$] | 881 |
| Flammpunkt nach DIN 2592 [°C] | 198 |
| Viskosität nach DIN 51562 bei 40 [°C] [$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$] | 32 |
| Viskosität nach DIN 51562 bei 100 [°C] [$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$] | 5,4 |
| Wärmeleitfähigkeit [$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$] | 0,11 – 0,14 |
| Kompressionmodul [$\frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$] | $1,6 \times 10^5 - 1,7 \times 10^5$ |

Tabelle A.4: Kennwerte des Hydrauliköls

B Kurzeinführung in die Fuzzy-Logik

B.1 Unscharfe Mengen

Die unscharfe Logik (Fuzzy-Logik) wurde 1965 von Lotfi A. Zadeh erstmals vorgestellt [122]. Die Regelung komplexer Prozesse mit Hilfe von Fuzzy-Logik wird im Laufe der Zeit eingesetzt. Im Vergleich zur Booleschen Logik erlaubt die Fuzzy-Logik Zwischenwerte aus dem Intervall $[0, 1]$. Die unscharfe Logik dient zur Beschreibung der umgangssprachlich formulierten Erfahrung des Bedieners bei der Auslegung des Reglers eines Systems in eine mathematische Form zu bringen, die weiter bearbeitet werden können.

Eine Fuzzy-Menge \mathcal{A} über einem Wertbereich \mathcal{X} ist definiert als eine geordnete Menge von Paaren

$$\mathcal{A} := \{\chi, \mu_{\mathcal{A}}(\chi) \mid \chi \in \mathcal{X}\}, \quad (\text{B.1})$$

wobei die Abbildung

$$\mu_{\mathcal{A}} : \mathcal{X} \longrightarrow [0, 1], \mu_{\mathcal{A}} \in \mathbb{R} \quad (\text{B.2})$$

jedem Element von \mathcal{X} einen Zugehörigkeitsgrad $\mu_{\mathcal{A}}$ zuordnet. Die Fuzzy-Menge \mathcal{A} wird durch Angaben ihrer Zugehörigkeitsfunktion $\mu_{\mathcal{A}}(\chi)$ vollständig und eindeutig definiert. Die Zugehörigkeitsfunktionen können durch dreieckförmige, trapezförmige, glockenförmige und gaußförmig Funktionen mathematisch beschrieben werden.

Die *linguistische Variable* ist eine technische oder natürliche Größe, wie z. B. Druck und Geschwindigkeit.

Die Fuzzy-Mengen werden miteinander durch die Übertragung der Booleschen Logik-Operatoren verknüpft. Die boolische Logik arbeitet mit den Eigenschaften wahr (1, true) und falsch (0, false) sowie mit den logischen Operatoren *UND* (AND), *ODER* (OR) und *NICHT* (NOT). In der Fuzzy-Logik ist ein beliebiger Wert zwischen 1 und 0 wählbar, und es existieren mehrere logische Operationen, welche sich aus den entsprechenden Mengen-Operationen ableiten. Folgende Operatoren (**T-Normen** [103]) eignen sich zur Bildung der Durchschnittsmenge. Diese Operatoren entsprechen der *UND*-Verknüpfung in der unscharfen Logik.

- Minimum

$$\mu_{A \cap B}(\chi, y) = \min(\mu_A(\chi), \mu_B(y)) \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.3})$$

- Algebraisches Produkt

$$\mu_{A \cap B}(\chi, y) = \mu_A(\chi) \mu_B(y) \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.4})$$

- Begrenzte Differenz

$$\mu_{A \cap B}(\chi, y) = \max(0, \mu_A(\chi) + \mu_B(y) - 1) \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.5})$$

- Hamacher Produkt

$$\mu_{A \cap B}(\chi, y) = \frac{\mu_A(\chi) \mu_B(y)}{\mu_A(\chi) + \mu_B(y) - \mu_A(\chi) \mu_B(y)} \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.6})$$

Die im folgenden dargestellten Operatoren (**Co-T-Normen** [103]) eignen sich zur Bildung der Vereinigungsmenge. Diese Operatoren korrespondieren mit der *ODER*-Verknüpfung in der Fuzzy-Logik.

- Maximum

$$\mu_{A \cup B}(\chi, y) = \max(\mu_A(\chi), \mu_B(y)) \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.7})$$

- Algebraische Summe

$$\mu_{A \cup B}(\chi, y) = \mu_A(\chi) + \mu_B(y) - \mu_A(\chi) \mu_B(y) \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.8})$$

- Begrenzte Summe

$$\mu_{A \cup B}(\chi, y) = \min(1, \mu_A(\chi) + \mu_B(y)) \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.9})$$

- Hamacher Summe

$$\mu_{A \cup B}(\chi, y) = \frac{\mu_A(\chi) + \mu_B(y) - \mu_A(\chi) \mu_B(y)}{1 - \mu_A(\chi) \mu_B(y)} \quad \forall \chi \in \mathcal{X}, y \in \mathcal{Y} \quad (\text{B.10})$$

Die Bildung der Komplementmenge entspricht dem *NICHT*-Operator (NOT) in der Fuzzy-Logik.

- Komplement

$$\mu_{\bar{A}}(\chi) = 1 - \mu_A(\chi) \quad \forall \chi \in \mathcal{X} \quad (\text{B.11})$$

B.2 Fuzzy-System

In der Fuzzy-Logik werden die unscharfen Informationen in Form von linguistischen Aussagen und heuristischen Kriterien miteinander verknüpft und die Schlussfolgerung formuliert. Solche linguistischen Variablen sollen konkrete Ausprägungen einer technisch abbildbaren Größe entsprechen. Zustände und daraus resultierende Aktionen können durch die beschriebene Regelbasis erfasst und nachvollziehbar dargestellt werden. Eine qualitative Ausgangsgröße eines Fuzzy-Systems wird mit Hilfe des Erfahrungswissens erzeugt. Das Erfahrungswissen wird durch Regeln von der Art:

WENN <Bedingung> *DANN* <Folgerung>

beschrieben. Solche *WENN-DANN* Regeln entsprechen der einfachsten Form eines menschlichen Entscheidungsprozesses. Abbildung B.1 zeigt die Struktur eines Fuzzy-Systems mit den drei Komponenten (Fuzzifizierung, Inferenz, Defuzzifizierung).

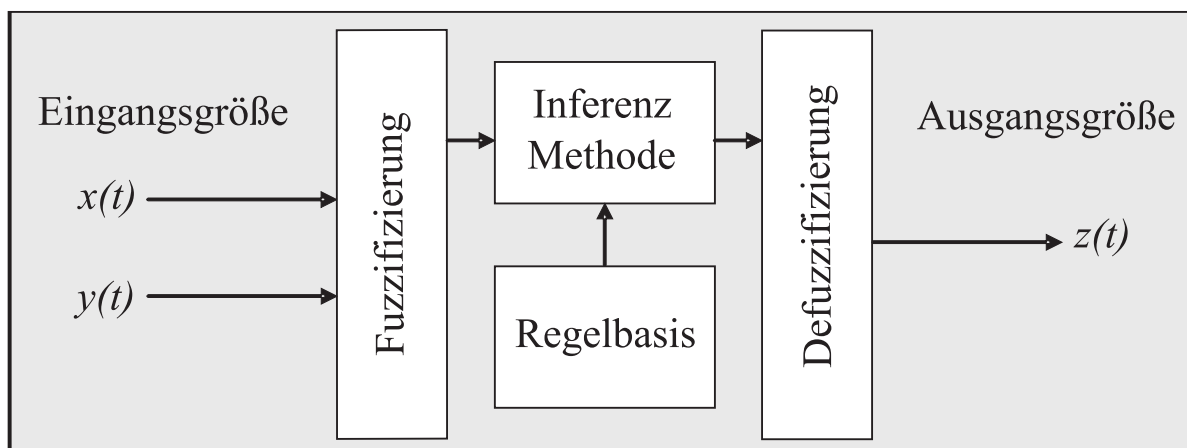


Abbildung B.1: Struktur eines Fuzzy-Systems

B.2.1 Fuzzifizierung

Der Umwandlungsprozess einer scharfen Eingangsgröße in einen oder mehrere unscharfe Zugehörigkeitswerte wird als Fuzzifizierung bezeichnet. Die linguistische Variable wird als eine Teilmenge des Wertebereichs einer Eingangsgröße definiert, wie z. B. die auf den Zylinder wirkende Kraft, die einen Wertebereich von ∓ 4 [kN] hat und in die linguistischen Variablen GROSSNEGATIV, NEGATIV, KLEINNEGATIV, KLEINPOSITIV, POSITIV und GROSSPOSITIV eingeteilt. Die linguistischen Variablen werden durch die Zugehörigkeitsfunktionen mathematisch beschrieben. Daher kann jedem Wert einer Eingangsgröße mit Hilfe der jeweiligen Zugehörigkeitsfunktion ein Erfüllungsgrad zugeord-

net werden, der im Bereich von 0 bis 1 ist. Die volle Zugehörigkeit zur linguistischen Variablen entspricht dabei 1, und 0 entspricht keiner Zugehörigkeit zur linguistischen Variablen. In Abbildung B.2 sind einige mögliche Typen der Zugehörigkeitsfunktionen der auf den Zylinder wirkende Kraft dargestellt.

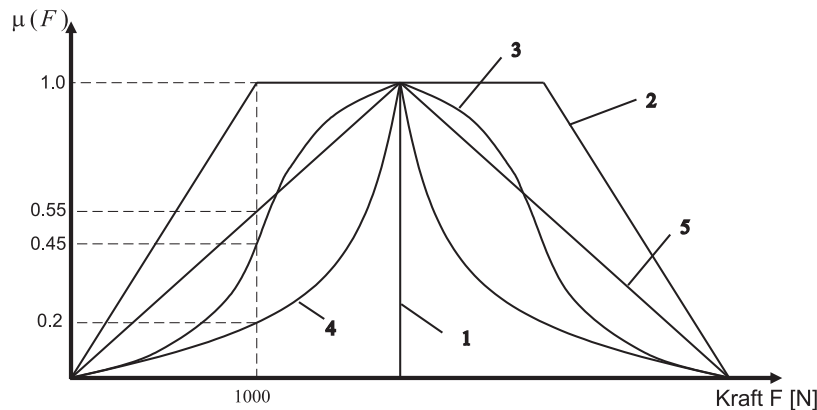


Abbildung B.2: Einige mögliche Zugehörigkeitsfunktionen der auf den Zylinder wirkenden Kraft (1- Singleton, 2- Trapez, 3- Glocke, 4- Gauß, 5- Dreieck)

B.2.2 Inferenz

In der Inferenz wird die Regelbasis so ausgewertet, dass die Teilentscheidungen der einzelnen Regeln, die zur selben Schlussfolgerung führen, zusammengefasst werden. Die Inferenz besteht aus der Prämissenauswertung, der Aktivierung und der Akkumulation.

Prämissenauswertung

Durch die Prämissenauswertung wird der Zugehörigkeitsgrad des *WENN*-Teils (die Bedingung) jeder einzelnen Regel bestimmt. Die Prämissen jeder einzelnen Regel werden durch *UND*-/*ODER*-Verknüpfung gekoppelt. Daher wird der Zugehörigkeitsgrad des *WENN*-Teils der Regeln durch die Mengenoperationen (Maximum, Minimum, algebraische Summe, algebraisches Produkt, *Hamacher* Summe oder *Hamacher* Produkt) bestimmt.

Aktivierung

Die Aktivierung ist die Bestimmung des Zugehörigkeitsgrads des *DANN*-Teils einer Regel aus dem resultierenden Zugehörigkeitsgrad der Prämisse. Man unterschei-

det die Minimum- und die Produkt-Methode. Bei der Minimum-Methode entsteht die Zugehörigkeitsfunktion einer Regel durch Begrenzen der Zugehörigkeitsfunktion des *DANN*-Teils auf dem momentanen Zugehörigkeitsgrad des *WENN*-Teils, welcher durch die Prämissenauswertung ermittelt wurde. Durch eine Multiplikation der Zugehörigkeitsfunktion des *DANN*-Teils mit dem Zugehörigkeitswert des *WENN*-Teils wird bei der Produkt-Methode die Zugehörigkeitsfunktion einer Regel gebildet.

Akkumulation

Die Zugehörigkeitsfunktionen aller Regeln, die zur selben Entscheidung führen, wird in der Endphase der Inferenz akkumuliert. Dies geschieht durch die Maximumbildung der einzelnen, durch Aktivierung ermittelten Zugehörigkeitsfunktionen der *DANN*-Teile der Regeln. Aus den Prinzipien der Akkumulation und der Aktivierung lassen sich zwei Inferenz-Methoden ableiten, die *MAX-MIN*-Inferenz- und die *MAX-PROD*-Inferenz-Methode.

B.2.3 Defuzzifizierung

Die Umwandlung unscharfer Zahlenwerte, die sich aus der in der Inferenz gebildeten Zugehörigkeitsfunktion einer Entscheidung ergeben, in einen scharfen Wert heißt Defuzzifizierung. Die folgenden Möglichkeiten können bei der Defuzzifizierung eingesetzt werden:

- Die Maximum-Methode. Bei dieser Methode wird der gesuchte scharfe Wert Z_k für die Größe Z aus dem Maximum der in der Inferenz abgebildeten Zugehörigkeitsfunktion bestimmt.
- Die Schwerpunkt-methode. Die scharfe Größe Z_k wird als Flächenschwerpunkt (Gleichung B.12) der Zugehörigkeitsfunktion dargestellt zu:

$$Z_k = \frac{\int Z_\mu(z) \partial z}{\int \mu(z) \partial z}. \quad (\text{B.12})$$

Diese Berechnung erfordert höhere Rechenzeiten und Speicherplatzbedarf, die durch die Verwendung der Zugehörigkeitsfunktionen der Entscheidungen als Singleton reduziert werden können. Die Singletons werden mit ihrer Lage auf der X-Achse den Schwerpunkt einer linguistischen Variablen repräsentiert (siehe Abbildung B.3). In diesem Fall wird die Defuzzifizierungsmethode als Summe-Defuzzifizierungsmethode bezeichnet und dann

lautet die Schwerpunktgleichung:

$$Z_k = \frac{\sum_i^n \mu_i(z) Z_i}{\sum_i^n \mu_i(z)} \quad (\text{B.13})$$

mit:

$\mu_i(z)$ Zugehörigkeitswert des i-ten Attributes
 Z_i Singletonposition des i-ten Attributes

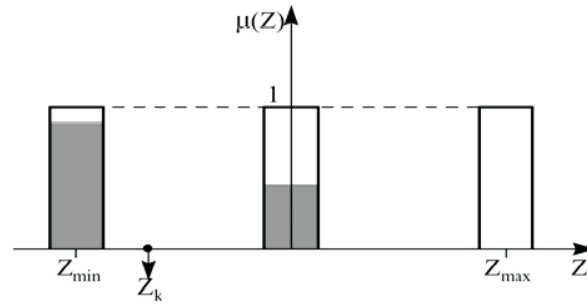


Abbildung B.3: Schwerpunktmethode für Singleton [97]

Diese Methode wurde erstmals in der Fuzzy-Logik von Takagi und Sugeno im Jahr 1985 vorgestellt [98]. Mit dieser Art von Fuzzy-Systeme werden die beiden Punkte Prämissenauswertung und Aktivierung während einer Durchführung der Inferenz verschmolzen. Die Form der Zugehörigkeitsfunktion einer Regel wird hierbei direkt durch den Zugehörigkeitswert des *WENN*-Teils charakterisiert. Die theoretischen Grundlagen über Fuzzy-Logik und Fuzzy-Regelung sind in [15], [39], [97], [47] und [77] zu finden.

Literaturverzeichnis

- [1] ADACHI, H. ; KOYACHI, N. ; ARAI, T. ; SHIMIZA, A. ; NOGAMI, Y.: Mechanism and control of a leg-wheel hybrid mobile robot. In: *Proceedings of the 1999 IE-EE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems IROS' 99*. 3 (1999), S. 1792–1797
- [2] AHN, K. K. ; TRUONG, D. Q. ; SOO, Y. H.: Self Tuning Fuzzy PID Control for Hydraulic Load Simulator. In: *Proceedings of International Conference on Control, Automation and Systems 2007* (2007), S. 345–349
- [3] ALBADAWI, A.: *Entwicklung und Implementierung eines Fuzzy-Reglers für einen hydraulisch angetriebenen Parallelroboter für die umformtechnik mit stark nichtlinearen Systemeigenschaften*. Braunschweig : Diplomarbeit, Technische Universität Braunschweig, Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik, 2005
- [4] AN, N. ; SEPEHRI, N.: hydraulic actuator circuit fault detection using extended kalman filter. In: *Proceedings of the American Control Conference ACC* (2003), Nr. 461-466
- [5] BACKÉ, W.: *Servohydraulik*. Aachen : Reihnische- Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, 6. Auflage. Umdruck zur Vorlesung, 1992
- [6] BAI, S. ; LOW, K. H. ; ZIELINSKA, T.: Quadruped Free Gait Generation Based on the Primary/Secondary Gait. In: *Robotica* 17 (1999), Nr. 4, S. 405–412. – ISSN 0263–5747
- [7] BATUR, C. ; ZHANG, L.: Sliding Mode Observer and Controller Design for a Hydraulic Motion Control System. In: *Proceedings of the American Control Conference ACC* 2 (2003), S. 1721–1726
- [8] BEALE, B. S. und S. S. und Shafai: Loop Transver via a Proportional Integral Observer. In: *Proceedings of the 1997 American Control Conference ACC* 1 (1990), S. 468–473

- [9] BEALE, S. ; SHAFAI, B.: Robust Control Design with a Prportional Integral Observer. In: *Proceedings in International Journal of Control*, 50 (1989), Nr. 50, S. 97–111
- [10] BECKER, W. ; GROSS, D.: *Mechanik elastischer Körper und Strukturen*. Berlin, Germany : Springer, 2002
- [11] BERGER, M.: *Ein Beitrag zum Einsatz selbsteinstellender PI-Regler mit Fuzzy-Logik am Beispiel einer Bauteilprüfmaschine*. Duisburg, Germany : Forschungsbericht 22/95 Meß-, Steuer- und Regelungstechnik Lehrstuhl, Universität Duisburg-Essen, 1995
- [12] BESANÇON, G. ; ZHANG, Q. ; HAMMOURI, H.: High-Gain Observer Based State and Parameter Estimation in Nonlinear Systems. In: *Procededings of International Federation of Automatic Control IFAC* (2002)
- [13] BONCHIS, A. ; CORKE, P. I. ; RYE, D. C.: A Pressure-Based, Velocity Independent, Friction Model for Asymmetric Hydraulic Cylinders. In: *Proceedings. 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation 3* (1999), S. 1746–1751
- [14] BOSTON DYNAMICS: *Big Dog*. www.bostondynamics.com
- [15] BOTHE, H.: *Fuzzy Logik Einführung in Theorie und Anwendungen*. Berlin : Springer Verlag, 1993
- [16] BRONSTEIN, I. N. ; SEMENDJAJEW, K. A.: *Taschenbuch der Methematik*. Frankfurt : Harri, Auflage. 5, 2000. – ISBN 978–3817120055
- [17] DING, S. X. ; SCHULTZ, H. G. ; FRANK, P. M. ; REHM, A ; HOFMANN, D.: A sensor fault detection scheme for vehicle lateral dynamic control system. In: *Proceedings of IAR Annual Meeting* (2003), S. 61–66
- [18] DOBCHUK, J. W.: *Control of aHydraulically Actuated Mechanism Using a Proportional Valve and Linearizing Feedforward Controller*. Saskatoon, Canada : PhD, Thesis, University of Saskatchewan, 2004
- [19] DOBCHUK, J. W. ; UKRAINETZ, R. T. ; NIKIFORUK, P. N. ; HUH, J. y.: Comparison of Several Flow Control Strategies of Proportional Valves. In: *Proceedings of the 5th JFPS International Symposium on Fluid Power* (2002), S. 763–768
- [20] EATON: *Verstellpumpe Eaton Modell 70423*. www.hydraulics.eaton.com

- [21] EGGERTH, S.: *Beitrag zur Messung von Volumenströmen viskoser Flüssigkeiten in Druckleitungen*. Dresden : Diss, Technische Universität Dresden, 1980
- [22] ESTREMER, J. ; SANTOS, P. Gonzalez d.: Free Gaits for Quadruped Robots over Irregular Terrain. In: *The International Journal of Robotics Research* 21 (2002), S. 115–131
- [23] FINDEISEN, D.: *Ölhydraulik*. Berlin : Springer Berlin, 5., neu bearb. Aufl., 2006. – ISBN 978-3-540-23880-5
- [24] GAO, X. ; WEND, H.: *Entwurf eines Fuzzy-PD-Reglers für einen pneumatischen Linearantrieb mit Servo-Druckregelventilen*. Duisburg : Forschungsbericht Nr.7/97 Meß-, Steuer und Regelungstechnik Lehrstuhl, Universität Duisburg-Essen, 1997
- [25] GERMANN, D.: *A Modular Controller Structure for the Quadruped Robot ALDURO*. Aachen : Berichte aus der Robotik , Shaker Verlag, Auflage: 1, 2008
- [26] GIOS, G. Morgado d.: *Sensor-Based Collision Avoidance System for the Walking Machine ALDURO*. Germany, Duisburg : Ph.D. thesis, University of Duisburg-Essen, Chair of Mechatronics, 2007
- [27] HALME, A. ; SALMI, S. ; ; LEPPÄNEN, I.: Control and stabilisation of the semi-dynamical motion of a heavy six-legged walking machine. In: *Proceedings of 8th international conference on advanced robotics ICAR'97* (Monterey, 1997), S. 44–47
- [28] HECKHOFF, C. ; ALBADAWI, A. ; GERMANN, D. ; MUSTAFA, R. ; BRANDT, M. T.and H. T.and Hiller ; SCHRAMM, D.: Motion Control of Large Scale Quadruped Walking Robot. In: *Proceedings in ECCOMAS Thematic Conference, Multibody Dynamics* ECCOMAS Thematic Conference, Multibody Dynamics, Milano (2007)
- [29] HILLER, M.: *Mechanische Systeme*. Berlin : Hochschultext, Springer-Verlag, 1983
- [30] HILLER, M. ; KECSKEMÉTHY, A. ; WOERNLE, C.: *Computergestützte Kinematik und Dynamik für Fahrzeuge, Roboter und Mechansimus*. Oberpfaffenhof : Carl-Cranz-Kurs, Carl-Cranz-Gesellschaft,, 1986,1987,1988
- [31] HILLER, M. ; SCHWEITZER, H. ; WOERNLE, C.: Kinematical Control of the Combined wheeld and legged Vehicle roboTRAC. In: *Symposium of the 8th CISM-IFTToMM* 90 (Cracow,1990), S. 310–319
- [32] HOFFMANN, W.: *Dynamisches Verhalten hydraulischer Systeme, automatischer Modellaufbau und digitale Simulation*. Aachen : Diss, Reihnische-Westfälischen

- Technischen Hochschule, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, 1981
- [33] HONG, T. ; TESSMAN, R.: What Time Do You Have? In: *FES/BarDyne Technology Transfer Publication, Stillwater Oklahoma USA*.
- [34] HWANG, N. H. C. ; HOUGHTALEN, R. J.: *Fundamentals of Hydraulic Engineering Systems*. Prentice Hall, 1996. – ISBN 9780131766037
- [35] INTEGRAL HYDRAULIK: *Differentialzylinder ZRX 63/28*. Willich,
- [36] ISIDORI, A.: *Nonlinear Control Systems*. London : Springer, 1995. – ISBN 9783540199168
- [37] JALALI, M. ; KROLL, A.: *Hydraulic Servo-Systes*. London : Springer, 2003. – ISBN 1852336927
- [38] JINGHONG, Y. ; ZHAONENG, C. ; YUANZHANG, L.: The Variation of Oil Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems. In: *Journal of dynamic systems, measurement, and control ASME* 116 (1994), S. 146–150
- [39] KAHLERT, J.: *Fuzzy Control für Ingenieure*. Braunschweig, Germany : Vieweg Verlag, 1995
- [40] KASHI, K. ; NISSING, D. ; KESSELGRUBER, D. ; SÖFFKER, D.: State estimation of a hydraulic servo drive using Proportional Integral Observer. In: *IFAC 2006*
- [41] KASHI, K. ; SÖFFKER, D.: Model-Based Estimation of a Force and Displacement of a Hydraulic Cylinder. In: *7th International Symposium on Advanced Vehicle Control KIVI-NIRIA* (2004)
- [42] KECSKEMÉTHY, A.: *Objectorientierte Modellierung der Dynamik von Mehrkörpersystemen mit Hilfe von Übertragungselementen*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI Reihe20 Nr. 88, VDI Verlage, 1993
- [43] KECSKEMÉTHY, A.: A Spatial Leg Mechanism With Antroopomorphis Prpoerties for Ambulatory Robots. In: *Advances in Robot Kinematics, Kluwer Acadmic Publischers, Dordrecht* (1994)
- [44] KECSKEMÉTHY, A.: MOBILE- An object-orinted tool-set for the efficient modelling of mechatronic system. In: *Proceedings of the Second Conference on Mechatronics and robotics* (Moers, Germany, Sept. 27-29 1993, Heining & Müller, Mülheim a.d.R.), S. 447–462

- [45] KECSKEMÉTHY, A. ; LANGE, C.: Analysis of impact interaction using the regularized model approach. In: *In proceedings of the Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mecahnismus IFToMM 4* (1999), S. 1361–1366
- [46] KHALIL, H. K.: *Nonlinear Systems*. New York : Prentice Hall, 2002. – ISBN 9780130673893
- [47] KNAPPE, H.: *Nichtlineare Regelungstechnik und Fuzzy-Control*. Renningen-Malssheim : Expert Verlag, 1997. – ISBN 978–3816910527
- [48] KRAJCIN, I. ; SÖFFKER, D.: Advanced Modell-Based Disturbance Compensation Control using Proportional-Integral-Observer. In: *Proceedings of 20th ASME DETC Biennical Conference on Mechanical Vibration and Nois* 8 (2005)
- [49] KRAJCIN, I. ; SÖFFKER, D.: Diagnosis and control of 3D Elastic mechanical structures. In: *Proceedings of 12th SPIE Symposium on Smart Structures and Material* (March 6-10, 2005, San Diego, CA, USA)
- [50] KREBS, M.: *Modellierung des roboTRAC als Regelstrecke*. Zürich : Diplomarbeit, Eidgenössische Technische Hochschule, Swiss Fedral Institut of Technology, Institut für Robotik, 1991
- [51] KRUPP, T. D.: *Symbolische Gleichungen für Mehrkörpersysteme mit kinematischen Schleifen*. Achen : Shaker Verlag, 1999. – ISBN 3–8265–6059–0
- [52] KRUS, P. ; WEDDFELT, K. ; PALMBERG, J.-O.: Fast pipeline models for simulation of hydraulic systems. In: *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 116 (1994), Nr. 1, S. 132–136
- [53] LAUSCH, H.: *Digitale Regelung hydraulischer Antriebe mittels pulsbreitenmodelliert angesteuerter Proportionalventile*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI Reihe8 Nr. 213, VDI Verlage, 1990
- [54] LÜDER, J. ; KECSKEMÉTHY, A. ; HILLER, M.: Modelling and experimental validation of the eccentric collision with friction of planar bar on a rigid plan. In: *In proceeding of the GAMM Annual Conference* (1996)
- [55] LEE, D. Y. ; KWON, D. S. ; YI, S. Y. ; HONG, Y. S.: Teteoperation of a Quadruped Walking Robot using an Aperiodic Gait that Converges to a Periodic Gait. In: *Proceedings of the 1999 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* (1999), S. 1639–1644

- [56] LEE, K.: *Dynamisches Verhalten der Steuerkette Servoventil-Motor-Last*. Aachen : Diss, Reihnische-Westfälischen Technischen Hochschule, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, 1977
- [57] LI, C. C. ; LIU, X. d. ; ZHOU, X. ; BAO, X. ; HUANG, J.: Fuzzy Control of Electro-Hydraulic Servo Systems Based on Automatic Code Generation. In: *Proceedings of the Sixth International Conference on Intelligent Systems Design and Applications (ISDA'06)* 1 (2006), S. 244–247
- [58] LIU, S. ; YAO, B.: Sliding Mode Flow Rate Observer Design. In: *presented at the 6th Conf. Fluid Power Transmission Control* (2005)
- [59] LOVREC, D. ; KASTREVE, M. ; ULAGA, S.: Electro-hydraulic load sensing with speed-controlled hydraulic supply system on forming-machines. In: *In J Adv Manuf Technol* 2009 41 (2008), Nr. 11-12, S. 1066–1075
- [60] LUENBERGER, D. G.: Observing the State of a Linear System. In: *In: IEEE Transactions on Military Electronics* 8 (1964), S. 74–80
- [61] LUENBERGER, D. G.: Observers for multivariable system. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* AC-II (1966), Nr. 2, S. 190–197
- [62] MANHARTSGRUBER, B.: *Servohydraulik, Grundlagen, Komponenten und Anwendungen, Modelbildung, Simulation und Regelung*. Österreich : Johannes Kepler Univesität Linz, Vorlesungskript, 2008
- [63] MATTHIES, H. J. ; RENIUS, K. T.: *Einführung in die Ölhdraulik*. Wiesbaden : Teubner, 2006. – ISBN 978-3-8351-0051-0
- [64] MCGHEE, R. B.: Some Finite State Aspects of Legged Locomotion. In: *Mathematical Biosciences* 2 (1968), Nr. 112, S. 67–84
- [65] MEHREN, C.: *Kinematik und Dynamik einer vierbeinigen Gehmaschine*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 513. VDI Verlag, 1995
- [66] MENZI MUCK AG.: *Menzimuck*. www.menzimuck.com
- [67] MERRITT, H. E.: *Hydraulic Control Systems*. New York : John Wiley & Sons, 1967
- [68] MÜLLER, J.: *Entwicklung virtueller Prototypen des hydraulisch angetriebenen Schreitfahrwerks ALDURO*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 356. VDI Verlag, 2002

- [69] MÜLLER, J. ; SCHNEIDER, M. ; HILLER, M.: Modeling and simulation of the large-scale hydraulically driven ALDURO. In: *Proceedings of the EUROMECH Colloquium, Munich, p. 375 and Proceedings of the Workshop Autonomous Walking, Magdeburg, Germany* (1998), S. 116–123
- [70] MÜLLER, P. C. ; LOCKEL, J.: Zur Theorie der StorgroBenaufschaltung in linearen MehrgroBenregelsystemen. In: *Regelungstechnik* (1977), Nr. 25, S. 54–59
- [71] MURRENHOF, H.: *Servohydraulik*. Aachen : Reihnische- Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, 2. Auflage, Umdruck zur Vorlesung, 2002
- [72] NIEMANN, H. ; STOUSTRUP, J. ; SHAFI, B.: Fault detection using PI observers. In: *In Proceedings of CONTROL 97* (1997)
- [73] NIEMANN, H. H. ; STROUSTRUP, J. ; SHAFI, B. ; BEALE, S.: LTR Design of Proportional integral Observers. In: *Proceedings in International Journal Robotics and Nonlinear Control* 5 (1995), S. 671–693
- [74] ORDERUD, F.: Comparison of Kalman Filter Estimation Approaches for State Space Models with Nonlinear Measurements. In: *46th Conference on Simulation and Modeling* (2005)
- [75] OTTER, M.: *Objektorientierte Modellierung mechatronischer Systeme am Beispiel geregelter Roboter*. Bochum : Diss, an der Fakultät für Maschinenbau der Ruhr Universität Bochum, 1993
- [76] OTTER, M. ; ELMQVIST, H. ; MATTSON, S. E.: The New Modelica MultiBody Library. In: *In Proceedings of the 3rd International Modelica Conference* (2003), S. 311–330
- [77] PASSINO, K. M. ; YURKOVICH, S.: *Fuzzy Control*. California : Addison Wesley Longman, 1998. – ISBN 978–0201180749
- [78] PERRUQUETTI, W. ; BARBOT, J. P.: *Sliding Mode Control in Engineering*. New York, Basel : Marcel Dekker,INC, 2002
- [79] RAIBERT, M. H.: *Legged Robots that Balance*. In Serie: *MIT Press Series in artificial intelligence*. Cambridge : MIT Press, 1986. – ISBN 0–262–18117–7
- [80] REMY, F.: *Fuzzy-Logik im Bereich der Regelung elektro-mechanischer Vorschubsachsen*. Aachen : Shaker Verlag, 1997

- [81] RICHERT, F. ; RÜCKERT, J. ; SCHLOSSER, A. ; ABEL, D.: *Modellierung und Simulation eines Dieselmotors unter Dymola und Matlab*. Düsseldorf : Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - AUTOREG 2004, VDI-Berichte 1828, VDI Verlag, 2004. – ISBN 3–18–091828–4
- [82] RODUNER, C.: *Die Riccati-Gleichung*. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Institut für Mess- und Regelungstechnik, IMRT-Bericht Nr. 26, 1994
- [83] ROSHEIM, M. E.: *Robot Evolution: The Development of Anthrobotics*. New York : John Wiles, 1996. – ISBN 0–471–02622–0
- [84] RUSIN, V.: *Adaptive Regelung von Robotersystemen in Kontaktaufgaben*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Lehrstuhl für Allgemeine Elektrotechnik/ Elektrische Aktorik, 2007
- [85] SCHAEDEL, H. M. ; BARTZ, R. ; CTISTIS, C. ; NIKOLAI, D.: *Fuzzy-Adaption von PI-Reglern im geschlossenen Regelkreis ohne Prozeßkenntnis*. Düsseldorf : Fortschrittsberichte VDI, Reihe 10, Nr. 648, S. 56-76, 2000
- [86] SCHIEHLEN, W. ; EBERHARD, P.: *Technische Dynamik, 2 Auflage*. Wiesbaden: B.G. Teubner, 2004
- [87] SCHNEIDER, M.: *Modellbildung, Simulation und nichtlineare Regelung elastischer, hydraulischer angetriebener Großmanipulatoren*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr.756. VDI Verlag, 1999
- [88] SCHNEIDER KREUZNACH: *Elektrohydraulische Servoventile HVM057 und HVM058*. www.schneiderkreuznach.de
- [89] SCHWARZ, H.: *Einführung in die Systemtheorie nichtlinearer Regelungen*. Aachen : Shaker, 1999
- [90] SCHWEITZER, H. ; WERDER, M.: roboTRAC a Mobile Manipulator Platform for Rough Terrain. In: *Symposium on Advanced Robot Technology ISART* (Tokyo, 1991)
- [91] SENTHIL, R. ; JANARTHANAN, K. ; PRAKASH, J.: Nonlinear State Estimation Using Fuzzy Kalman Filter. In: *American Chemical Society* 45 (2006), S. 8678–8688
- [92] SEPASI, M.: *Fault Monitoring in Hydraulic Systems using Unscented Kalman Filter*. Canada : The University of British Columbia, Master Thesis, 2007

- [93] SÖFFKER, D.: *Zur Modellbildung und Regelung Idngenvariabler, elastischer Roboterarme*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 584, 1995
- [94] SÖFFKER, D. ; YU, T. ; MÜLLER, P. C.: State Estimation of Dynamical Systems with Nonlinearities by using Proportional-Integral Observer. In: *Journal of System Science* 26 (1995), Nr. 9, S. 1571–1582
- [95] SHABANA, A. A.: *Dynamics of Multibody Systems, Third Edition*. new York : Cambridge University Press, 2005. – ISBN 978–0–521–85011–7
- [96] SONG, S.-M. ; WALDRON, K. J.: *Machines That Walk: The Adaptive Suspension Vehicle*. Cambridge : The MIT-Press, 1989
- [97] STRIETZEL, R.: *Fuzzy-Regelung*. München : Oldenbourg Verlag, 1996. – ISBN 978–3486233599
- [98] TAKAGI, T. ; SUGENO, M.: Fuzzy Identification of systems and its application to modeling and control. In: *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics* 15 (1985), Nr. 1, S. 163–174
- [99] TAYLOR, S. ; JOHNSTON, D. ; LONGMORE, D.: Modelling of transient flow in hydraulic pipelines. In: *IMechE* 211 (1997), S. 247–256
- [100] THÜMMEL, M.: *Modellbasierte Regelung mit nichtlinearen inversen Systemen und Beobachten von Robotern mit elastischen Gelenken*. München : Dissertation, MSR Meßtechnik, Steuerungs- und Regelungstechnik, Automation , Technische Universität München, 2006
- [101] THÜMMEL, M. ; LOOYE, G. ; KURZE, M. ; OTTER, M. ; BALS, J.: Nonlinear Inverse Models for Control. In: *Proceedings of the 4th International Modelica Conference* 4 (2005), S. 267–279
- [102] THRING, M. W.: *Robots and Telechirs: Manipulators with Memory; Remote Manipulators, Machine Limbs for the Handicapped*. New York : Ellis Horwood, 1983. – ISBN 978–0853122746
- [103] TILLI, T.: *Fuzzy- Logik. Grundlagen, Anwendungen, Hard- und Software (Gebundene Ausgabe)*. Franzis Verlag GmbH; Auflage: 3., 1998. – ISBN 978–3772343230
- [104] TODD, D. J.: *Walking machines: an introduction to legged robots*. London : Kogan Page, 1985. – ISBN 0–85038–932–1

- [105] TRAEGER, D. H.: *Einführung in die Fuzzy Logik*. Stuttgart : Teubner Verlag; Auflage: 2., 1994. – ISBN 978-3519161622
- [106] VAN SCHRICK, D.: PI-Observer based Reconstruction of Effect-variables and Construction of characteristic Curves. In: *Control Conference, 2004. 5th Asian* 2 (2004), S. 937–942
- [107] VIAL, E. N. ; ZHANG, Q.: Determining the Discharge Coefficient of a Spool Valve. In: *Proceedings of the ACC* 5 (2000), S. 3600–3604
- [108] WAGNER, F. ; FREY, G.: *Hardware-in-the-Loop Simulations with Temporarily too Slow simulation Models*. Düsseldorf : VDI-Berichte 1980, VDI Verlag, 2007
- [109] WALDRON, K. J. ; MCGHEE, R. B.: The Adaptive Suspension Vehicle. In: *IEEE Control Systems, Magazine* (1986), S. 7–12
- [110] WANG, J. ; GONG, G. ; YANG, H.: Control of bulk modulus of oil in hydraulic systems. In: *Proceedings of the 2008 IEEE/ASME* (China, 2008), S. 1390–1395
- [111] WERDER, M.: *cross-country vehicle*. United States Patent No. 4 779 691, 1988
- [112] WILL, D. ; GEBHARDT, N.: *Hydraulik, Grundlagen, komponenten, Schaltungen*. Heidelberg : Springer, 4. Auflage, 2008. – ISBN 978-3-540-79534-6
- [113] WILLIAMS, K.: *Insectronics: Build Your Own Walking Robot*. McGraw-Hill Professional, 2003. – ISBN 0071412417, 9780071412414
- [114] WITTENBURG, J.: *Dynamics of Multibody Systems, Second Edition*. Berlin : Springer, 2007. – ISBN 978-540-73913-5
- [115] WOERNLE, C.: *Ein systematisches Verfahren zur Aufstellung der geometrischen Schließbedingungen in kinematischen Schleifen mit Anwendung bei Rückwärtstrsformation für Industrieroboter*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 18, Nr. 59, VDI Verlage, 1988
- [116] WOERNLE, C.: Position and Force Control of Multibody Systems by Feedback Linearization. In: *Proceedings in 22nd Biennial ASME Mechanisms Conference* 47 (1992), S. 11–18
- [117] WOERNLE, C.: Nonlinear Control of Constrained redundant manipulators. In: *Computational Kinematics* (1993), S. 119–128
- [118] WOERNLE, C.: *Regelung von Mehrkörpersystemen durch externe Linearisierung*. Düsseldorf : Fortschrittberichte VDI, Reihe 8, Nr. 517, VDI Verlag, 1995

- [119] WOJCIECHOWSKI, B.: *Analysis and Synthesis of Proportional-Integral Observers for Single-Input Single-Output Time-Invariant Continuous Systems*. Ph. D. Thesis, Gliwice, Poland, 1978
- [120] YAMAGUCHI, J. ; SOGA, E ; INOU, S ; TAKANISHI, A: Developement of a Bipedal Humanoid Robot Control Method of Whole Body Cooperative Dynamic Biped Walking. In: *Proceedings of the 1999 IEEE, Int. Conference on Robotics & Automation 1* (1999), S. 368–374
- [121] YAO, Y. X. ; ZHANG, Y. M. ; KOVACEVIC, R.: Loop Transfer Recovery Desig with Proportional Integral Observer on H_∞ Optimal Observation. In: *IEEE, Proceeding in American Contro Conference 1* (1997), S. 786–790
- [122] ZADEH, L. A.: Fuzzy Sets. In: *Proceedings of 8rd Information and Control* (1965), S. 338–353
- [123] ZAEI, K. ; SEPEHRI, N.: Design of a Nonlinear Adaptive Controller for An Electro-hydraulic Actuator. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 123 (2001), S. 449–456
- [124] ZHAO, Y. ; COLLINS, G. E.: Fuzzy PI Control Design for an Industrial Weigh Beld Feeder. In: *Proceedings of the American Control Conference 11* (2003), Nr. 3, S. 311– 319
- [125] ZHAO, Y. ; LEQUOC, S. ; SAAD, M.: Nonlinear Fuzzy Control on A Hydraulic Servo System. In: *Proceedings of the American Control Conference (AACC)* (1998), S. 2917–2921
- [126] ZHU, W. H. ; C., Piedboeuf J.: Adaptive Output Force Tracking Control of Hydraulic Cylinders Wwit Applikations to Robot Manipulators. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 127 (2005), S. 206–217